

博士論文

点火室付きガソリン筒内直噴エンジンに 関する研究

平成 21 年度

群馬大学大学院工学研究科先端生産工学研究領域

付 磊

記号一覧

x 、 y 、 z	: 座標軸	[m]
u_i 、 u_j 、 u_k	: x 、 y 、 z 軸方向の瞬時流速	[m/s]
\bar{u}_i 、 \bar{u}_j 、 \bar{u}_k	: x 、 y 、 z 軸方向の平均流速	[m/s]
A'''	: キャビテーション界面の面積の密度	[1/m]
C_D	: 抗力係数	[-]
C_{TD}	: 乱流分散係数	[-]
d	: 液滴の直径	[m]
D_d	: 気泡の直径	[m]
k	: 乱流エネルギー	[m ² /s ²]
L_A	: 一次分裂長さスケール	[m]
L_W	: 空気力学長さスケール	[m]
M_l	: 単位体積あたりの液相の運動量流束	[kg/m ² s ²]
M_d	: 単位体積あたりの気泡の運動量流束	[kg/m ² s ²]
N'''	: 気泡の数密度	[#/m ³]
p_{sat}	: 飽和蒸気圧力	[Pa]
r	: 液滴の半径	[m]
R	: 気泡の半径	[m]
R_s	: 液滴の最大安定半径	[m]
t	: 時間	[s]
t_b	: FIPA モデルの無次元分裂時間	[-]

u_{rel}	: 液滴の気体に対する相対速度	[m/s]
We	: ウェーバー数	[-]
α_d	: 気相の体積分率	[-]
ε	: 乱流エネルギー散逸率	[m ² /s ³]
ν	: 動粘性係数	[m ² /s]
ν_T	: 渦粘性係数	[m ² /s]
ρ	: 流体密度	[kg/m ³]
ρ_g	: 気相の密度	[kg/m ³]
ρ_l	: 液滴の密度	[kg/m ³]
ρ_d	: 気泡の密度	[kg/m ³]
σ	: 表面張力	[N/m]
τ_A	: 一次分裂時間スケール	[s]
τ_T	: 乱流時間スケール	[s]
τ_W	: 空気力学時間スケール	[s]
τ_b	: FIPA モデルの分裂時間スケール	[s]
τ_s	: 分裂開始からの時間	[s]
Γ_l	: 単位体積あたりの液相質量流束	[kg/(m ³ s)]
Γ_d	: 単位体積あたりの気相質量流束	[kg/(m ³ s)]

添え字:

<i>g</i>	gas
<i>l</i>	liquid
<i>rel</i>	relative
<i>D</i>	drag
<i>TD</i>	turbulence drag
<i>b</i>	bubble
<i>sat</i>	saturation
<i>W</i>	wave
<i>T</i>	time
<i>d</i>	droplet

目 次

第一章 序 論	1
1.1 世界のエネルギー使用状況と動向	1
1.2 ガソリンエンジン技術	6
1.3 ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの経緯と現状	9
1.4 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム	20
1.5 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム (副室内噴射、点火一体型)	20
1.6 本文の目的と内容構成	21
参考文献	23
第二章 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム	25
2.1 はじめに	25
2.2 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及びその燃料噴射方法	25
2.3 計算領域の形状と使用した初期条件と境界条件	26
2.4 数値計算モデル	29
2.5 噴霧分裂モデル	29
2.6 数値シミュレーション結果	30
2.7 第二章のまとめ	37
参考文献	38
第三章 高圧スワールインジェクタ内流れの数値シミュレーション	39
3.1 はじめに	39
3.1.1 噴霧に対する基本的な要求	39
3.1.2 現行のガソリン筒内直噴エンジンのインジェクタ	39
3.1.3 スワールインジェクタに関する過去の研究	41
3.2 キャビテーションモデルの概要	42
3.3 基本形インジェクタの形状	43
3.4 インジェクタの計算格子とシミュレーション条件	44
3.5 雰囲気圧力がインジェクタ内流れに与える影響	46
3.6 燃料噴射圧力がインジェクタ内流れに与える影響	59
3.7 スワールスロット数がインジェクタ内流れに与える影響	70

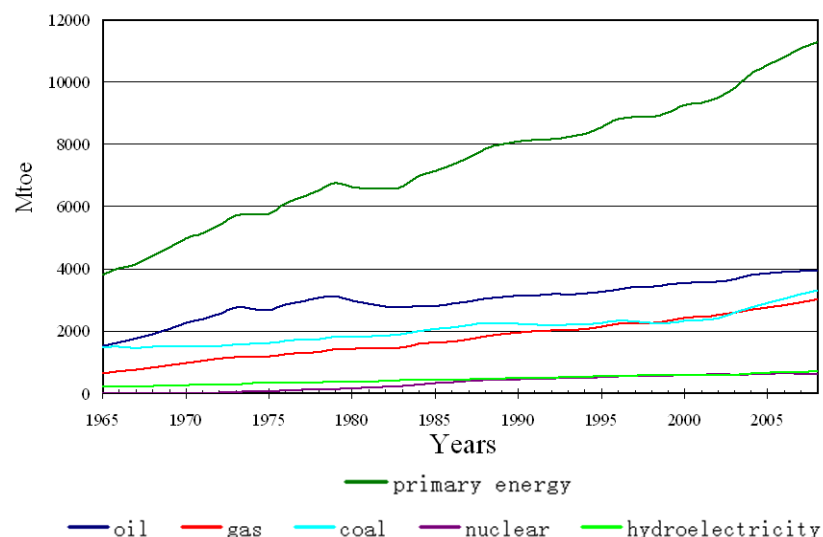
3.8 第三章のまとめ	82
参考文献	83
第四章 噴霧モデルの構築と噴霧シミュレーション	85
4.1 はじめに	85
4.2 ハイブリッド噴霧分裂モデルの作成	85
4.2.1 Huh と Gosman が提案した一次分裂モデル	86
4.2.2 一次分裂モデルの改良	87
4.2.3 ハイブリッド噴霧分裂モデルの構築	87
4.2.4 ハイブリッドモデルにおけるキャビテーション因子の決定	89
4.3 噴霧のシミュレーションと実験の比較	90
4.4 第四章のまとめ	93
参考文献	93
第五章 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム (副室内噴射、点火一体型)	95
5.1 はじめに	95
5.2 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及 び燃料噴射方法	96
5.3 計算格子形状	97
5.4 3000rpm の回転速度の数値シミュレーション	99
5.4.1 筒内気流速度のシミュレーション	100
5.4.2 中負荷の混合気形成のシミュレーション	103
5.4.3 低負荷の混合気形成のシミュレーション	108
5.5 600rpm の回転速度の数値シミュレーション	110
5.5.1 筒内気流速度のシミュレーション	110
5.5.2 中負荷の混合気形成のシミュレーション	113
5.5.3 低負荷の混合気形成のシミュレーション	117
5.6 第五章のまとめ	118
参考文献	119
第六章 結論	121
6.1 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム (第二章)	121
6.2 高圧スワールインジェクタの内部流れの数値シミュレーション (第三章)	122
6.3 噴霧モデルの構築と噴霧シミュレーション (第四章)	122

6.4 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム (副室内噴射、点火一体型) (第五章).....	123
謝辞.....	125
付録 A	127
付録 B.....	131

第一章 序 論

1.1 世界のエネルギー使用状況と動向

内燃機関は、エネルギー転換機関の一つであり運動エネルギーを与える一方で燃料の化学エネルギーを消費し 排ガスを大気に排出する。内燃機関は、発明されてから工業生産や交通運輸など生活の様々な領域で重要な役割を果たしており、工業技術の発展と内燃機関研究者の努力により、性能は大幅に向上している。その結果、内燃機関は現在の動力技術に対して最も理想的な動力源となったものの、一方で短所が次第に大きく表面化してきている。解決しなくてはならない問題の一つは内燃機関に使用するための石油資源が急激に減少していることであり、もう一つは環境汚染である。特に環境汚染への対応は重大な問題となっている。



Notes: 1, Oil consumption is measured in million tonnes; other fuels in million tonnes of oil equivalent. 2, primary energy comprises commercially traded fuels only. Excluded, therefore, are fuels such as wood, peat and animal waste which, though important.

Fig. 1-1 World energy consumption^[1]

図 1-1 に、1965 年から 2008 年までの 43 年間の全世界のエネルギー消費の推移を示す^[1]。世界人口の増加および工業の発展とともに、エネルギーの需要量は年々増えている。1965 年に比べると 2008 年の世界エネルギー消費は約 3 倍まで増加した。世界の各国において、使用されている主要なエネルギー源は石炭、石油、天然ガスである。このようなエネルギー源の形成時間は長いため、非再生エネルギー源に分類される。

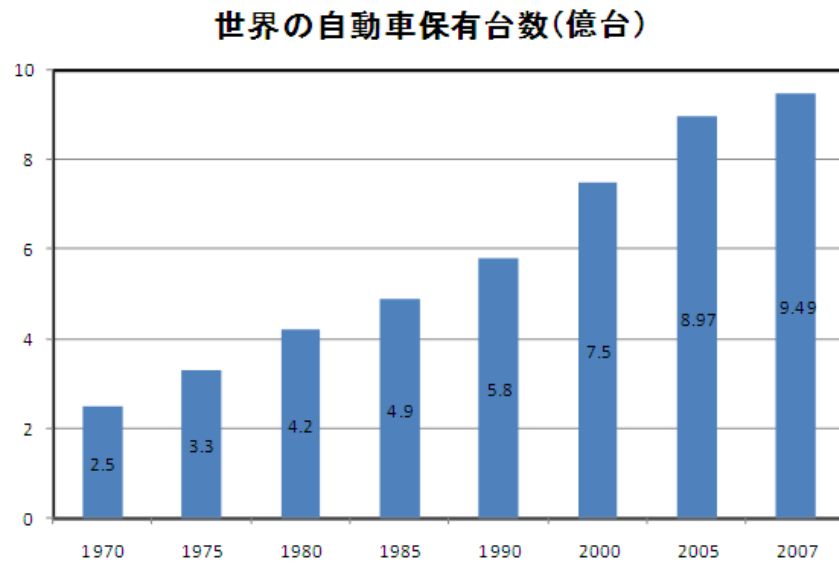


Fig. 1-2 The total number of cars in the world^[2]

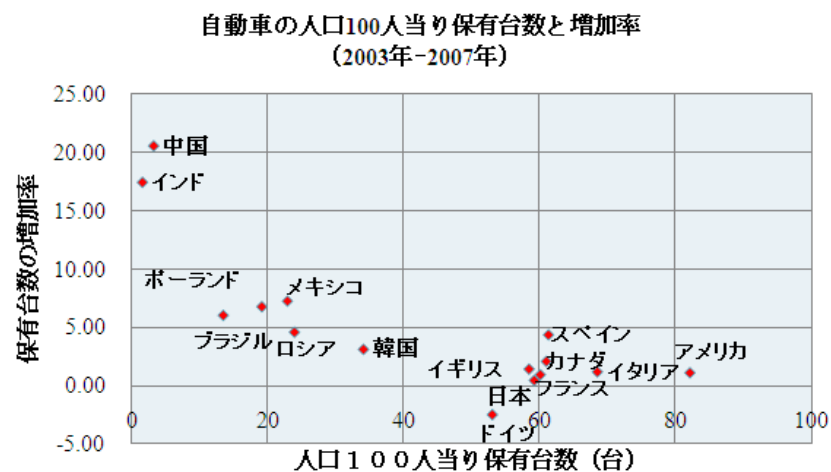


Fig. 1-3 The number of cars of possession for 100 people and its increasing^[3]

世界自動車保有量推移を図 1-2 に示す^[2]。1970 年から 2007 年までの 37 年間に、世界の自動車の保有台数は 2.5 億台から 9.49 億台まで増加し、2010 年には 10 億台を超えると予測されている。図 1-3 は人口 100 人当りに対する自動車の保有台数と増加率を示している^[3]。図によると日本やアメリカなどの先進国では自動車増加率が低く飽和状態である一方、中国やインドなどの発展途上国では自動車の保有率が低く増加率が高いことが分かる。発展途上国では、工業技術向上とともに自動車の価格が低下し、生活レベルも高くなるため、自動車はぜいたくなものではなく、日常用品になる傾向がある。この傾向は、今後の世界自動車保有量増加の主たる要因となると思われる。自動車保有量の増加は、内燃機関産業にとって好ましいことであるが、石油資源の減少速度を増加し、環境保全を難しくするため、エネルギー利用の面から考えると内燃機関の発展環境は厳しくなっている。

1999-2008 Mean Temperatures

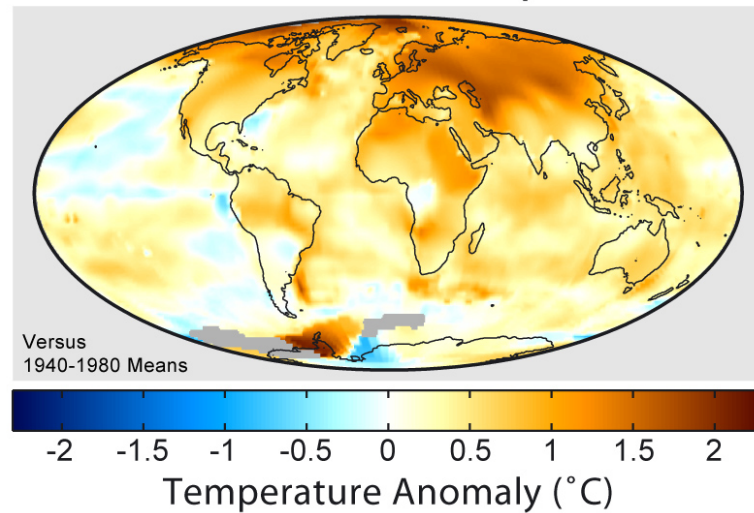


Fig. 1-4 The change of the global temperatures^[4]

人口の増加と工業発展とともに、生存環境の破壊は深刻化している。内燃機関が環境に与えている影響は温室ガスと有害ガスを排出することである。18 世紀に始まった産業革命以降の化石燃料(石炭、石油など)の使用量の増加に伴い、CO₂をはじめとする温室効果ガスの大気中濃度が増加を続け、それに伴い地球の平均気温が上昇している。これが地球温暖化と呼ばれている現象である。図 1-4 は大気温度の変化を示している。地球温暖化現象は 1980 年代頃より顕著になっており、水資源、自然生態系、農業、海水面、人類の健康等様々な方面に影響を与えている^[5]。このまま対策がなされなければ、100 年後には、大気温度は 1.4~5.8℃程度上昇すると予測されている。CO₂の排気量を減少させるために、工業生産における燃料利用効率を向上するとともに、自動車のエンジン効率を向上することが望まれており、自動車の CO₂の排気量に対する法規も出ている。ヨーロッパには、1998 年と 1999 年に ACEA (European Automobile Manufacturers Association)、JAMA (Japanese Automobile Manufacturers Association)、KAMA(Korean Automobile Manufacturers Association) が CO₂の排気率を下げる協定に署名した。ACEA が署名した協定の CO₂排気率推移を図 1-5 に示す^[6]。アメリカのカリフォルニア州は、温室効果ガスを削減するために、表 1-1 に示している温室効果ガス排気法規を制定した。その後、アメリカではカリフォルニア州の温室気体排気法を採用する州は増えている。

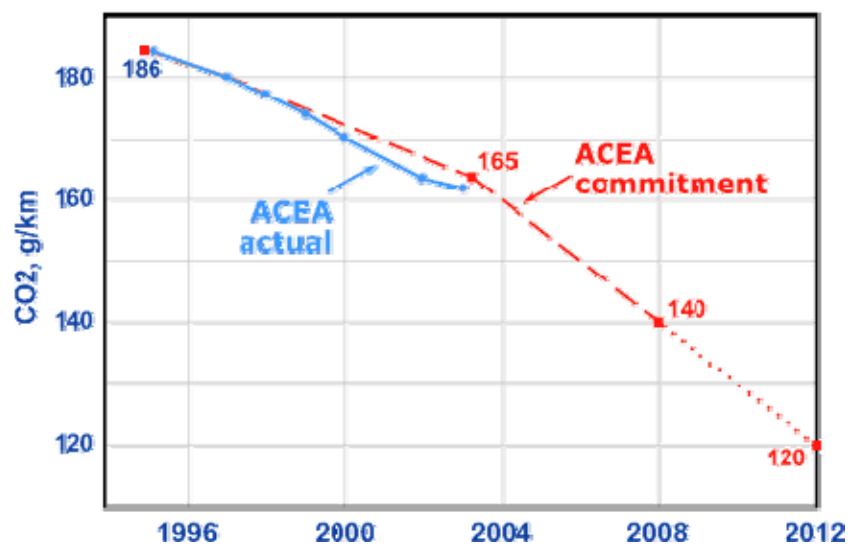


Fig.1-5 CO2 Reduction Under ACEA Agreement^[6]

Table 1-1 California Fleet Average GHG Emission Standards^[6]

Time Frame	Year	GHG Standard, g CO ₂ /mi (g CO ₂ /km)		CAFE Equivalent, mpg (l/100 km)	
		PC/LD	LDT2	PC/LDT1	LDT2
Near Term	2009	323	439 (274)	27.6 (8.52)	20.3 (11.59)
	2010	301	420 (262)	29.6 (7.95)	21.2 (11.10)
	2011	267	390 (243)	33.3 (7.06)	22.8 (10.32)
	2012	233	361 (225)	38.2 (6.16)	24.7 (9.52)
Medium Term	2013	227	355 (221)	39.2 (6.00)	25.1 (9.37)
	2014	222	350 (218)	40.1 (5.87)	25.4 (9.26)
	2015	213	341 (213)	41.8 (5.63)	26.1 (9.01)
	2016	205	332 (207)	43.4 (5.42)	26.8 (8.78)

自動車保有量の増加とともに、自動車から排出される排ガス量は工場からの排気量を超え、重大な汚染源になった。自動車の排ガスはCO、NO_x、HC、PM等を含み、人類の健康に影響を与える。ロサンゼルスでの光化学スモッグ発生後、自動車の排ガス問題は年々注目度が上がっている。光化学スモッグとは工場や自動車の排ガスなどに含まれる窒素酸化物や炭化水素（揮発性有機化合物）が日光に含まれる紫外線の影響で光化学反応を起こし、それにより生成する有害な光化学オキシダント（オゾンやアルデヒドなど）やエアロゾルが空中に停留しスモッグ状になることを言う。そのため世界規模で排ガス規制は次第に厳しくなっている。表 1-2 は乗用車に対するヨーロッパの排ガス規制を示している。1996 年発表された Euro 2 以降、ガソリンエンジンとディーゼルエンジンを搭載する自動車に対す

る排ガス規制は異なる。ディーゼルエンジンを搭載する自動車に対する CO 排気量の制限はガソリンエンジンを搭載する自動車によりも厳しく、一方で NOx 排気量の制限値は高い値である。また、Euro 5 から筒内直噴ガソリンエンジンを搭載する自動車の PM 排気量は制限され、エンジンの発展環境はさらに難しくなると言える。

Table 1-2 EU Emission Standards for Passenger Cars (g/km)^[6]

	Date	CO	HC	HC+NOx	NO	PM
Diesel						
Euro 1†	1992.07	2.72	-	0.97 (1.13)	-	0.14
Euro 2、 IDI	1996.01	1.0	-	0.7	-	0.08
Euro 2、 DI	1996.01 ^a	1.0	-	0.9	-	0.10
Euro 3	2000.01	0.64	-	0.56	0.50	0.05
Euro 4	2005.01	0.50	-	0.30	0.25	0.025
Euro 5	2009.09 ^b	0.50	-	0.23	0.18	0.005 ^e
Euro 6	2014.09	0.50	-	0.17	0.08	0.005 ^e
Petrol (Gasoline)						
Euro 1†	1992.07	2.72	-	0.97 (1.13)	-	-
Euro 2	1996.01	2.2	-	0.5	-	-
Euro 3	2000.01	2.30	0.20	-	0.15	-
Euro 4	2005.01	1.0	0.10	-	0.08	-
Euro 5	2009.09 ^b	1.0	0.10 ^c	-	0.06	0.005 ^{d, e}
Euro 6	2014.09	1.0	0.10 ^c	-	0.06	0.005 ^{d, e}

a - until 1999.09.30 (after that date DI engines must meet the IDI limits)

b - 2011.01 for all models

c - and NMHC = 0.068 g/km

d - applicable only to vehicles using DI engines

e - proposed to be changed to 0.003 g/km using the PMP measurement procedure

1.2 ガソリンエンジン技術

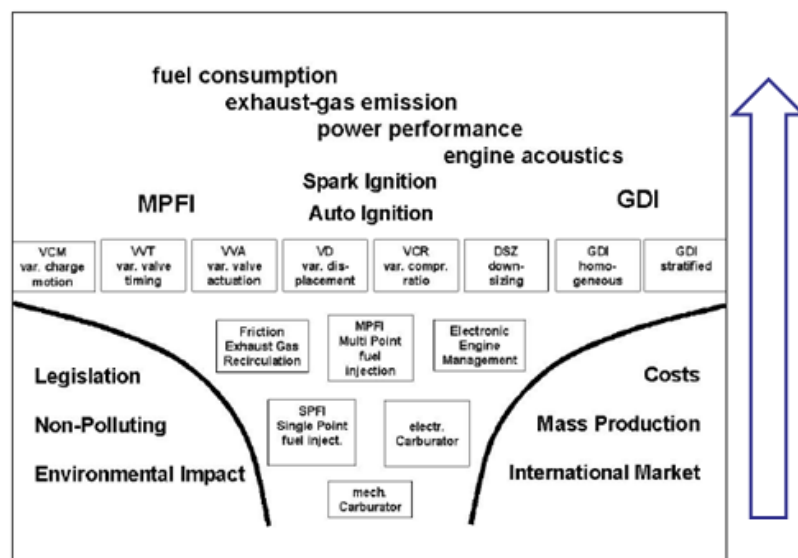


Fig. 1-6 The developing process of the gasoline engine

図 1-6 はガソリンエンジン技術の発展を示している。ガソリンエンジンは発明されてから、経済性、排気性、動力性の向上を目的とし、キャブレタから現在の MPFI や GDI に至る長い発展過程を経た。ガソリンエンジンの発展は精密にエンジンの運転をコントロールすることであり、以下の三つの手法が実践されてきた。第一の手法は燃料を精密に噴射することである。エンジンの運転状態に対して 1 サイクル毎にシリンダへの噴射量をコントロールすることによりエンジンの性能を向上する。この観点から、機械キャブレタの後、電子キャブレタ、SPFI、現在広く使用されている MPFI と GDI へと発展してきた。MPFI はキャブレタと SPFI などと比較して精密に 1 サイクル毎に各シリンダへの噴射量をコントロールすることができる。GDI は各シリンダへの噴射量をコントロールすることはもとより、筒内噴霧分布のコントロールと成層混合気の形成も可能である。第二の手法は可変的なパラメーターによりエンジンのパフォーマンスを最適化することである。例えば、VCM、VVT と VVA 等を使い、実際の運転状態に対する最適な吸気を行う。第三の手法は、筒内直噴を基礎とした新たな燃焼システムを開発することである。

典型的なガソリン筒内直噴エンジンのレイアウトを図 1-7 に示す。従来のポート噴射と比較して、ガソリン筒内直噴は筒内混合気形成方法が異なる。さらに、エンジンの燃焼システム、コントロールシステム、構成の複雑さ、後処理システムなどの面から考えると、ガソリン筒内直噴エンジンは、ポート噴射に比べて非常に複雑なものとなる。図 1-8 はポート噴射エンジンとガソリン筒内直噴エンジン混合気形成の模式図である。一般的に用いられているポート噴射エンジンでは、吸気弁が閉まっている間にガソリンを吸気ポートに噴射

し吸気行程で予混合気を生成し、筒内に混合気が吸い込まれる。ポート噴射エンジンは、絞り弁で混合気量をコントロールすることにより負荷を調整する。このような負荷のコントロール方法は、筒内容積効率を低下させポンプ損失を大きくする。一方、ガソリン直噴エンジンでは、高圧噴射弁を使いガソリンを直接エンジンの筒内に噴射し、混合気の形成過程を完全に筒内で行う。また、筒内に噴射する燃料量をコントロールすることにより負荷を調整することで希薄燃焼が可能になる。すなわち筒内直噴はポート噴射に対して筒内容積効率が向上するためポンプ損失を減少することができる。さらに、ガソリン筒内直噴型エンジンの圧縮比はポート噴射方式に比べて高くできる利点がある。図 1-9 に示したように、ガソリン筒内直噴エンジンはポンプ損失の減少と圧縮比の向上により動力性を向上でき、ポート噴射エンジンより経済性を 25%程度向上できると予想される。

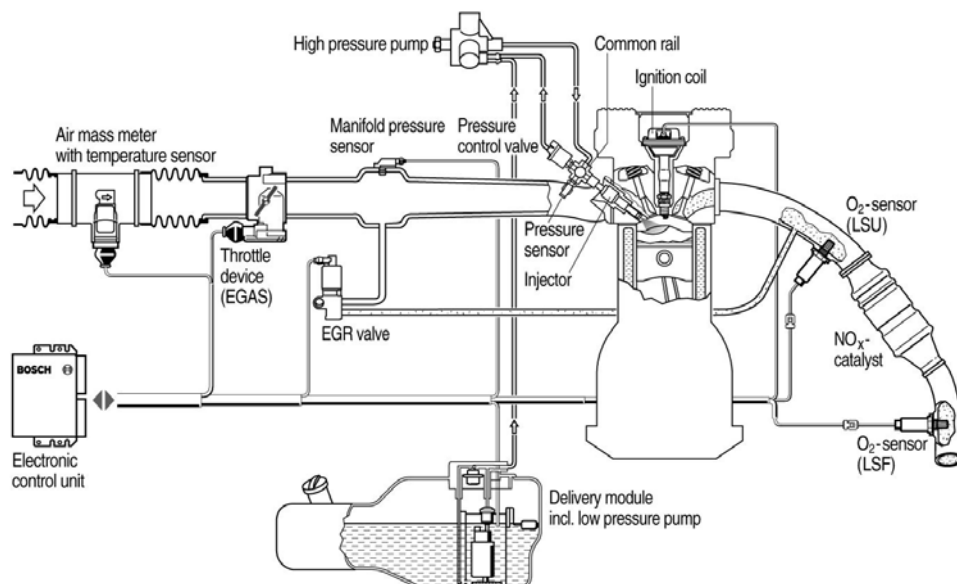


Fig. 1-7 Typical GDI engine system layout^[7]

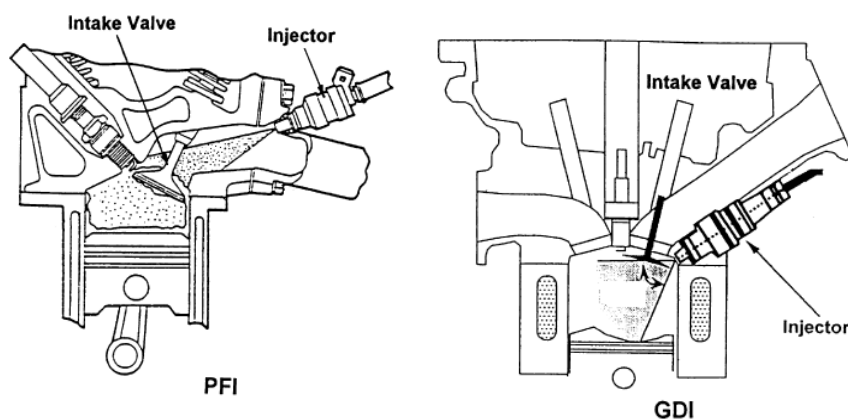


Fig. 1-8 Comparison of GDI and PFI mixture preparation systems^[8-9]

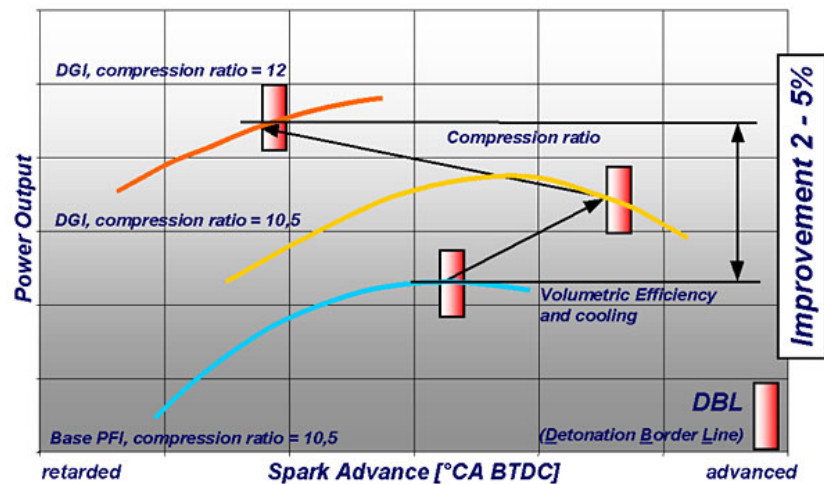


Fig. 1-9 Benefit on power output from GDI^[10]

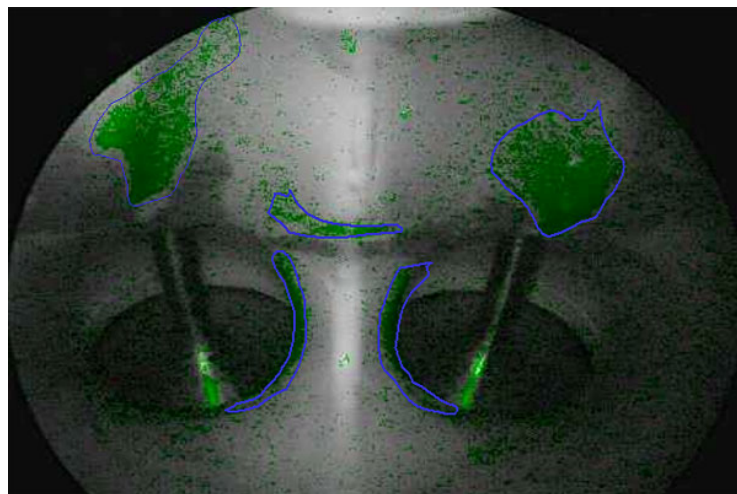


Fig. 1-10 The phenomenon of the wall film^[10]

燃料噴射精度の面から考えると、ガソリン筒内直噴エンジンはポート噴射エンジンより利点がある。ポート噴射エンジンの場合、負荷が急に増加した時と始動時には、吸気弁付近に液膜を形成する。吸気ポートの液膜の様子を図 1-10 に示す。この液膜の揮発には数サイクルを要するため、各サイクルの燃料噴射量を厳密にコントロールすることはできない。その結果、不安定な燃焼となり有害ガスの排気量が増加する。一方、高圧インジェクタでは筒内へ燃料を噴射することにより吸気ポートに液膜を形成することなく精密に噴射量をコントロールすることができる。したがって、筒内直噴はエンジンの反応速度を向上でき、経済性、動力性と排気性を最適化することに対し有用である。

1.3 ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの経緯と現状

ガソリン筒内直噴エンジンは、1954 年にメルセデス・ベンツ・300SL にはじめて使用された。図 1-11 にそのエンジンの燃焼システムを示す^[11]。ガソリン筒内直噴によりキャブレタを使う短所を免れ、燃料を吸気行程に筒内に噴射していた。

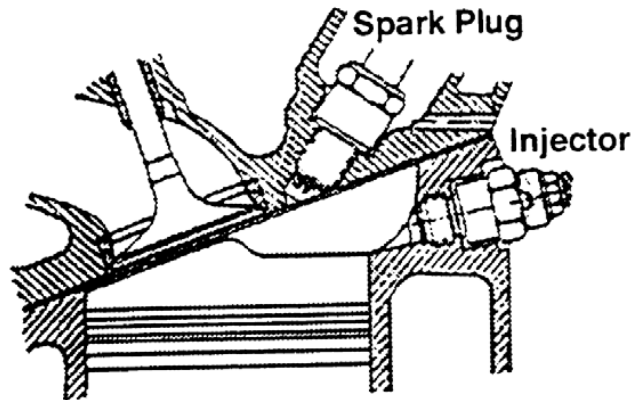


Fig.1-11 Schematic of the Benz 300SL GDI combustion system^[11]

その後多くの筒内直噴燃焼システムが提案された。図 1-12 に示す MAN-FM 燃焼システムは、燃焼室壁面における燃料の蒸発を利用して成層混合気を形成する^[12]。実験結果から、MAN-FM 燃焼システムは伝熱損失が高く、HC や PM 等の排気量が増加することが報告されている。また、圧縮比を向上して成層燃焼を行う反面、エンジンの出力が当時のガソリンエンジンより低い^[12]。

安定した点火を得るために、インジェクタと点火プラグ間の距離が小さい燃焼システムが提案された。このようなレイアウトで有名な燃焼システムは、図 1-12 に示した Texaco TCCS^[13]と Ford PROCO^[14]である。Texaco TCCS 燃焼システムでは、燃料を燃焼室の接線方向に噴射し、燃焼室内に形成する渦の影響により点火プラグ付近に可燃混合気を形成する。Ford PROCO 燃焼システムの場合、ピストン燃焼室内に強い渦を形成し、混合気濃度を維持しながら二つの点火プラグで点火する。TCCS 燃焼システムでは 2MPa の噴射圧力を用い、PROCO 燃焼システムではディーゼルエンジンの高圧噴射装置を使用した。当時の普通のガソリンエンジンに比べて、この二つのシステムは BSFC の向上が見られず出力が低下した。

初期のガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムにはマルチホールインジェクタが用いられ、インジェクタと点火プラグのレイアウトを調整することによる燃焼システムの性能が研究された。マルチホールインジェクタを用いたエンジンの例は、図 1-13 に示す三菱社製 MCP 燃焼システム^[15]、International Harvest and White (IH-White)燃焼システム^[16]及び図 1-14

に示した噴霧と燃焼室の直接衝突により混合気を形成する OSKA システム^[17]である。

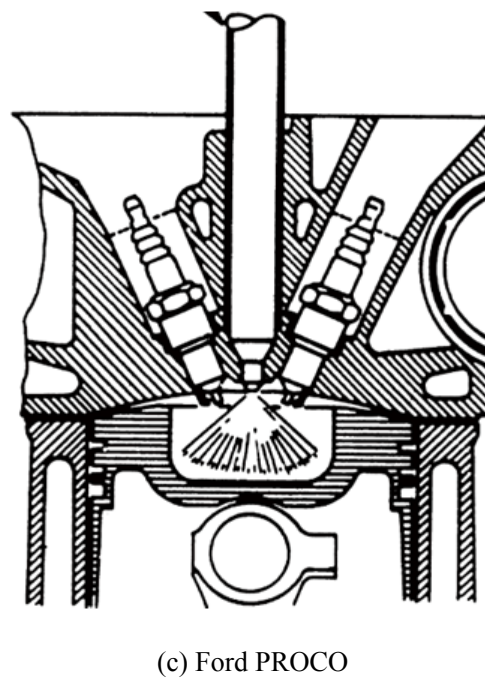
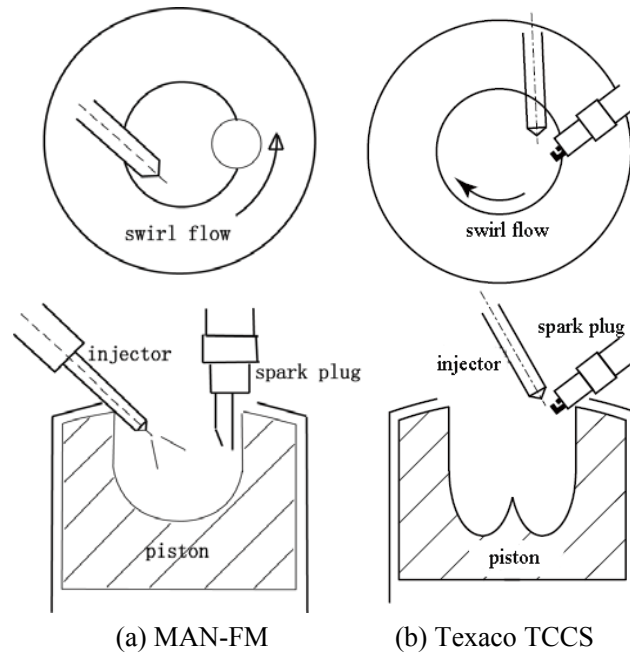


Fig.1-12 Schematic of the early direct injection combustion systems^[12-14]

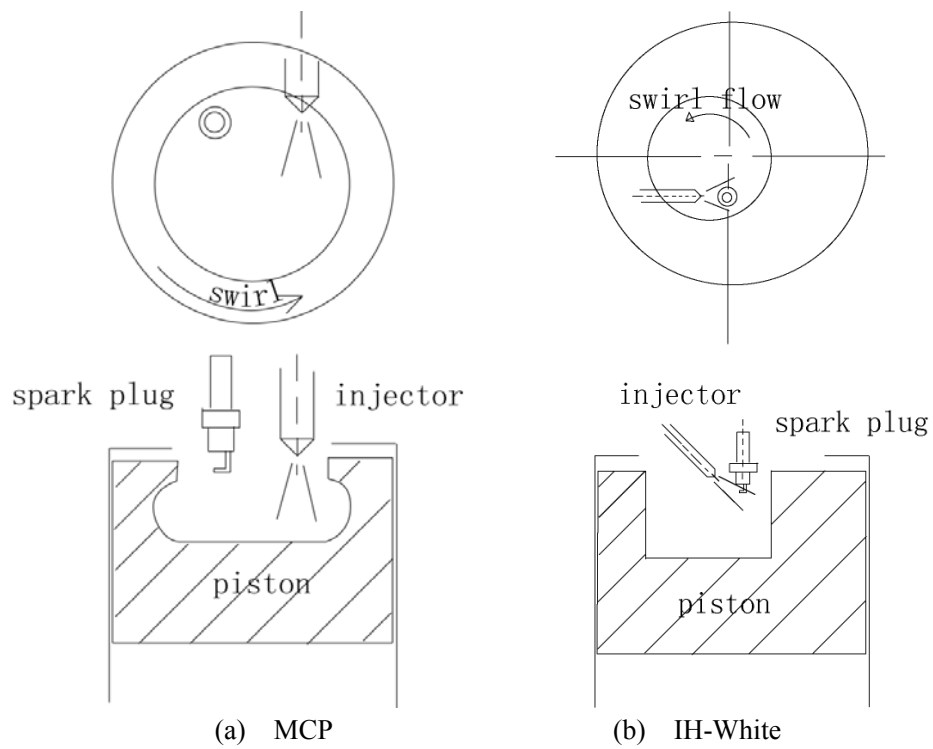


Fig.1-13 Schematic of other direct injection combustion systems^[15-16]

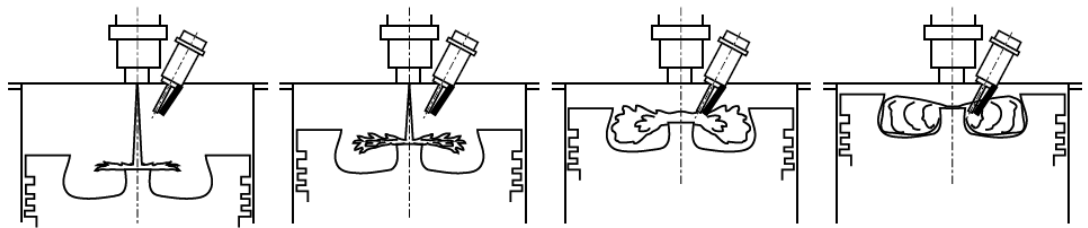


Fig.1-14 Schematic of the OSKA systems^[17]

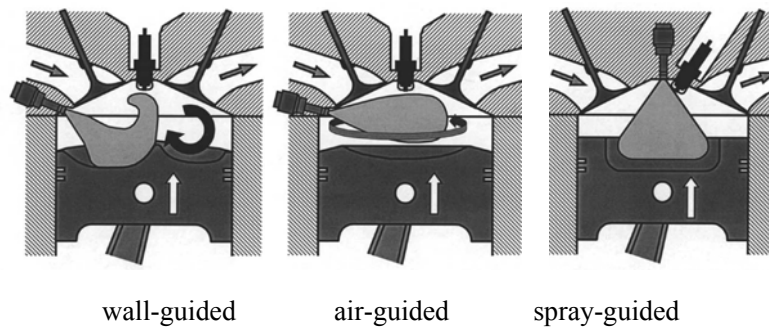


Fig.1-15 GDI engine combustion systems^[18]

最新のガソリン筒内直噴燃焼システムにおいて成層混合気を形成する方式は、ウォールガイド、エアガイド、スプレーガイドの三種類に分類されている。図 1-15 に三種類のガソリン直噴エンジン燃焼システムを示す^[18]。ウォールガイド燃焼システムは、主にピストンの頂面の特徴的な形状を利用し、噴霧の貫徹力と筒内気流の作用を利用して点火プラグの

近傍に可燃混合気を形成することで成層燃焼を行う。エアガイドガソリン燃焼システムは、吸気システムとピストンの頂面で形成した気流を利用して成層混合気を形成して成層燃焼を行う。スプレーガイドガソリン燃焼システムはピストンの頂面形状を使用せず、気流からの影響が小さい噴霧を使うことで異なる運転状態においてもほぼ同じ噴霧パターンを形成し、点火プラグ近傍に可燃混合気を形成して成層燃焼を行う。

現在主流のガソリン筒内直噴エンジンは1996年に三菱自動車で生産された。この第一世代ガソリン筒内直噴エンジンはウォールガイド燃焼システムを使用していた。三菱の燃焼システムは直立吸気ポートが生成した逆向きのタンブル流と5MPaの高圧スワールインジェクタを使用することで成層混合気を形成した。図1-16に三菱の直噴エンジン燃焼システムを示す。ガソリンをピストンの燃焼室に噴射し、逆向きのタンブル流と噴霧自身の慣性により、燃焼室の中心に置いた点火プラグ付近で可燃混合気を形成する^[19-21]。

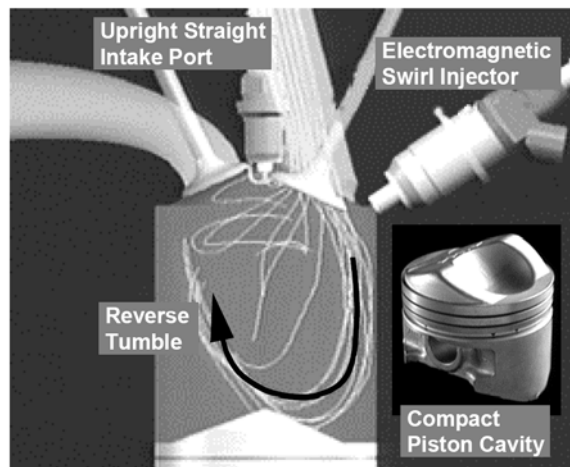


Fig. 1-16 Mitsubishi tumble GDI combustion system^[21]

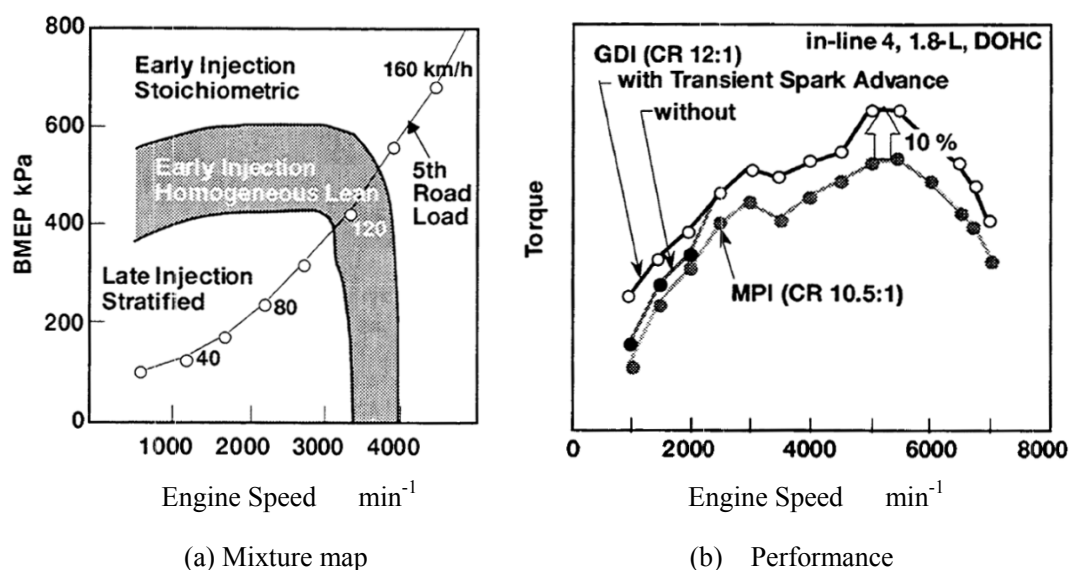


Fig. 1-17 Mixture map and performance of Mitsubishi GDI engine^[19]

三菱自動車のガソリン直噴エンジンには図 1-17 (a)に示したように三つの混合気形成方式が採用された。この方式は低回転速度で低負荷の場合、圧縮行程で燃料を噴射し、成層混合気を形成する。負荷と回転速度が増加した場合、圧縮行程で噴射する代わりに吸気行程で燃料を噴射し、均質希薄混合気を形成する。負荷と回転速度がさらに増加すると、均質理論当量比の混合気を形成することになる。図 1-17(b)は三菱自動車のガソリン筒内直噴エンジンと MPI エンジンのトルクの比較である。その結果、ガソリン筒内直噴エンジンは MPI エンジンよりトルクは約 10%向上し、動力性を向上すると同時に燃料消費率も改善されることが示された。

ウォールガイド筒内直噴エンジン燃焼システムは広く採用されており、三菱自動車以外、トヨタ、日産、本田等が開発したガソリン筒内直噴エンジンで使用されている。トヨタの D-4 エンジンは二種類あり、第一世代 D-4 と第二世代 D-4 と呼ばれる^[22]。図 1-18 に二種類の D-4 エンジンを示す。第一世代 D-4 エンジンは 1996 年に一般自動車に搭載された。第一世代 D-4 燃焼システムはスワールインジェクタを使い、らせん状の吸気ポートに生じるスワール気流とピストンの燃焼室壁を利用することで、点火プラグ位置に適切な混合気が存在するように成層混合気を形成した。第二世代 D-4 エンジンは 1999 年に開発された。第二世代 D-4 燃焼システムはスリットインジェクタを使い、ファンスプレーがピストン燃焼室にガイドされ、点火プラグの位置に適切な混合気を形成する。第二世代 D-4 燃焼システムは純粋なウォールガイド燃焼システムと言われ、第一世代 D-4 燃料システムに比べると、特定の気流運動を形成することのない吸気効率の高いストレート吸気ポートを使用した点が特徴である。その結果、全負荷の性能を向上するとともに成層燃焼範囲も広がった。図 1-19 が示しているように、第二世代 D-4 エンジンの希薄範囲は、第一代より大幅に拡大した。D-4 エンジンは、三菱自動車で採用された三つの混合気形成パターンと同様のパターンを使い、当量比が 50:1 まで安定して燃焼できた。

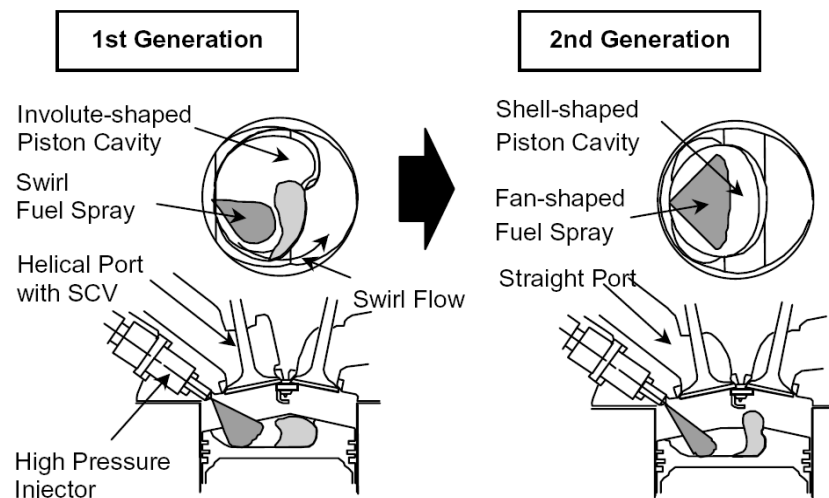


Fig. 1-18 Toyota D-4 combustion system^[22]

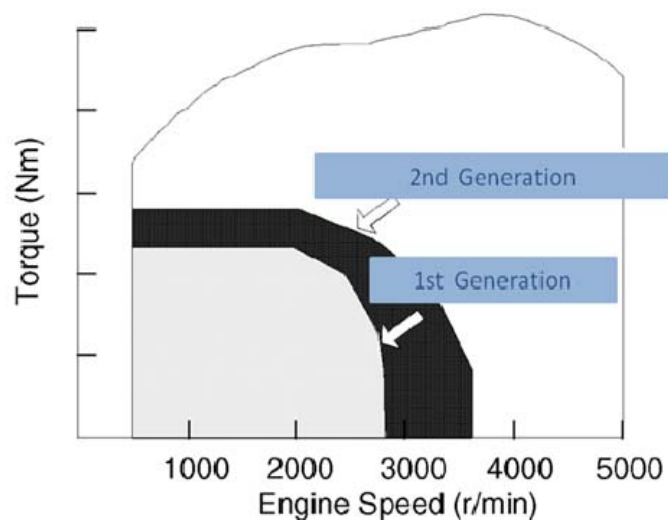


Fig.1-19 Lean burn combustion range of D-4 engines^[22]

図 1-20 に日産のウォールガイド燃焼システムを示す^[23-25]。日産のウォールガイドコンセプトでは、スワールインジェクタを吸気ポートの下、点火プラグを燃焼室の中心にそれぞれ設置し、SCV(Swirl Control Valve)で筒内にスワール気流運動を生成し、さらにピストン燃焼室のガイド作用により成層混合気を形成する。このコンセプトでは典型的な三つの混合気形成のパターンを使用し、全体的には 40:1 の当量比でも安定した燃焼が実現できる。

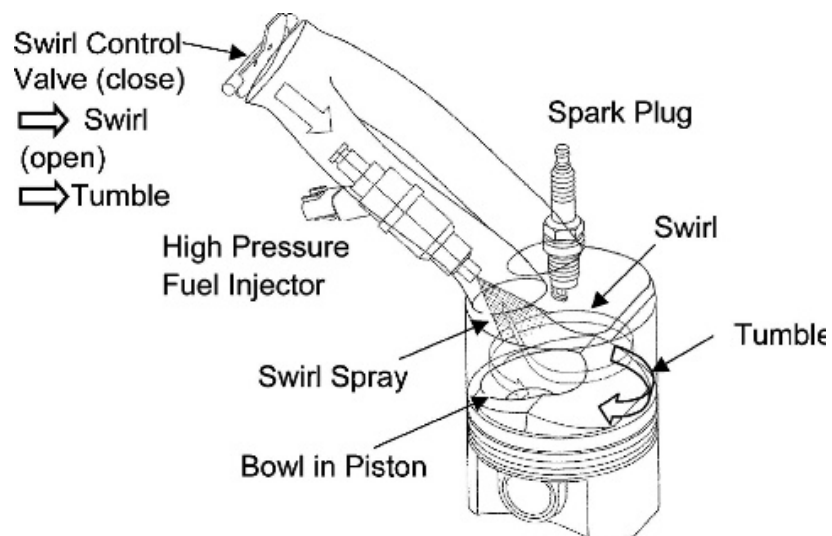


Fig. 1-20 Nissan wall-guided combustion system^[23-25]

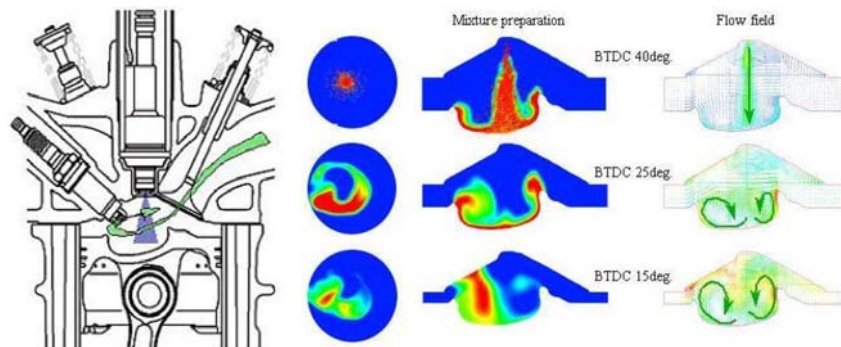


Fig. 1-21 Combustion system and mixture forming process of Honda GDI engine^[26]

本田のガソリン筒内直噴エンジンシステムを図 1-21 に示す^[26]。このシステムでは筒内ガスのスワール運動とピストン燃焼室の形状を利用し成層混合気を形成する。このシステムが他のウォールガイドシステムに比べ、最も異なるところはインジェクタを吸気ポートの下に設置することなく、燃焼室の中心に設置する点である。図 1-21 に示したように、直立したスワールインジェクタが噴射する噴射角の小さい噴霧はピストン燃焼室壁に衝突し、噴霧自身の貫徹力とウォールのガイド作用により、点火プラグ付近に可燃混合気を形成する。

エアガイドガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムは、ピストン燃焼室壁のガイド作用を使用せず、噴霧の慣性と筒内気流運動のみ利用する。そのため、エアガイド燃焼システムの開発は、ウォールガイド燃焼システムより難しいと言える。しかし、理論的にエアガイド燃焼システムは、成層混合気を形成する過程で燃焼室壁を濡らすことがないので HC の排気を少なくできる。これはウォールガイドシステムに比べて大きな長所である。エアガイド燃焼システムを使った FSI(Fuel Stratified Injection)と呼ばれるエンジンがアウディにおいて生産された^[27]。燃焼システムを図 1-22 に示す。同じ排気量の MPI エンジンより、トルクと出力が向上するとともに、燃料消費率も約 15%改善された。FSI エンジンでは TCV (Tumble Control Valve) により均質運転と成層運転で異なる筒内気流パターンを形成する。具体的には均質運転の場合に容積効率を向上するために TCV が作動せず、成層運転の場合に TCV で筒内に強いタンブル流を形成する。

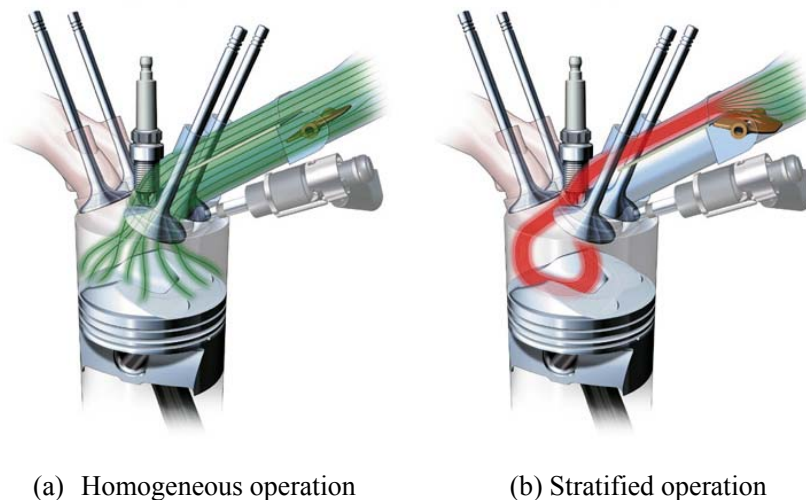


Fig. 1-22 Audi FSI air-guided combustion system^[28]

スプレーガイドガソリン直噴エンジンシステムは次世代直噴エンジンシステムだと考えられている。Renault の IDE 燃焼システム、メルセデス・ベンツの直噴エンジン、Ford の直噴エンジン、BMW の直噴エンジン等は全部スプレーガイド燃焼システムを採用している。スプレーガイド燃焼システムは、三種類のガソリン筒内直噴燃焼システムの中で噴霧に対する要求が最も厳しい。具体的には以下の二つの要求が噴霧に対して存在する。第一は、早く微粒化することである。第二は、異なる背圧の雰囲気中においても噴霧先端到達距離や噴霧角等があまり変化しないことである。これらの要因から現在のスプレーガイドエンジンでは一般に噴霧の形状をよく維持できるホールタイプインジェクタやピエゾアウトワードインジェクタが使用されている。また、微粒化速度を向上するために、一般的に 20MPa 以上の噴射圧力が使われている。以下、代表的な BMW 直噴エンジンを紹介する。

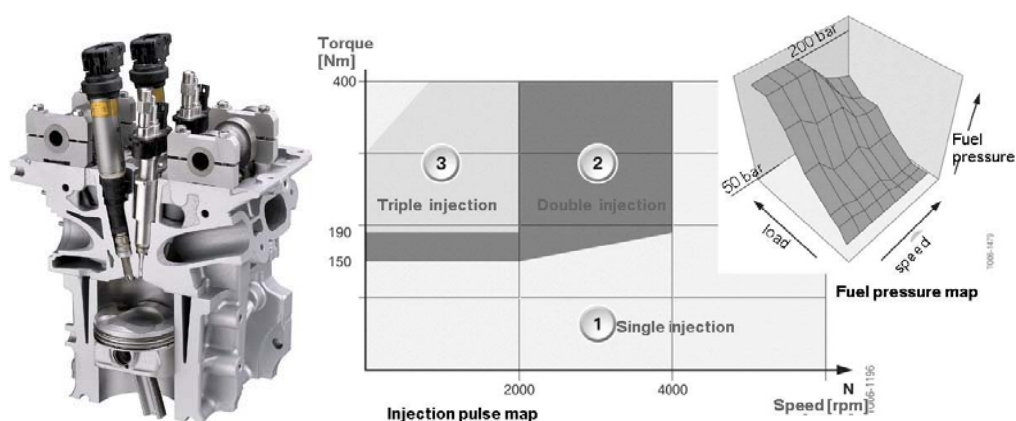


Fig.1-23 BMW spray-guided combustion system and its injection map^[29]

図 1-23 に BMW スプレーガイドエンジンを示す。BMW スプレーガイドエンジンはピエゾアウトワードインジェクタを使い、インジェクタと点火プラグ間の距離が小さい。図 1-24 に BMW 直噴エンジンに用いるインジェクタの噴霧を示す^[29]。

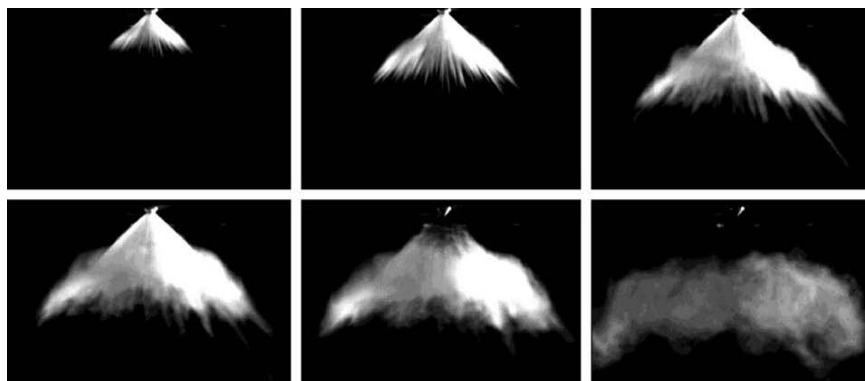


Fig. 1-24 Fuel spray of high precision injection^[29]

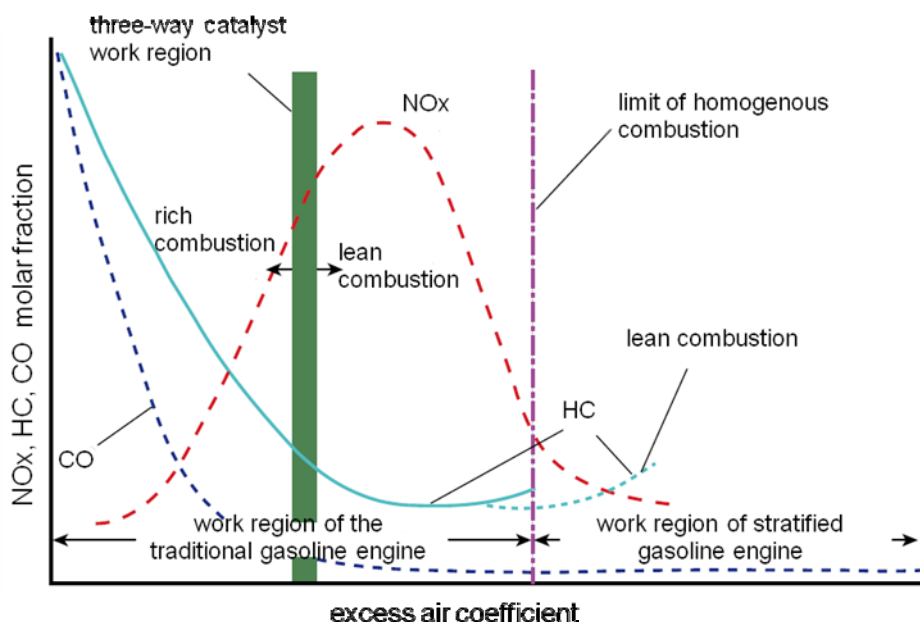


Fig. 1-25 Relationship between major emissions and the excessive air in gasoline engines^[30]

図 1-25 に NO_x、HC、CO の三種類の排気と混合気濃度との関係を示す。図では、適切な希薄燃焼を行うことにより、三種類の排ガスは大幅に減少することになる。また、前述したように、希薄直噴燃焼エンジンは燃料消費率と出力を向上することができる。言い換えれば、直噴システムにより排気性能、経済性能、動力性能を向上する可能性がある。しかし、混合気濃度が小さくなるとともに、点火も難しくなる。希薄混合気の濃度が燃焼限界を超えると、高エネルギー点火プラグでも点火することができなくなる。

成層燃焼は希薄燃焼を実現する有効な方法だと考えられる。最近の動向では点火プラグの近傍に点火しやすい濃混合気を形成し、他の所に希薄混合気を形成する。このとき、筒

内全体として混合気は希薄混合気となる。ガソリン筒内直噴エンジンは、精密な燃料噴霧、特定な筒内気流運動と燃焼室形状を利用し、エンジンのパフォーマンスを向上する成層混合気が形成できる。

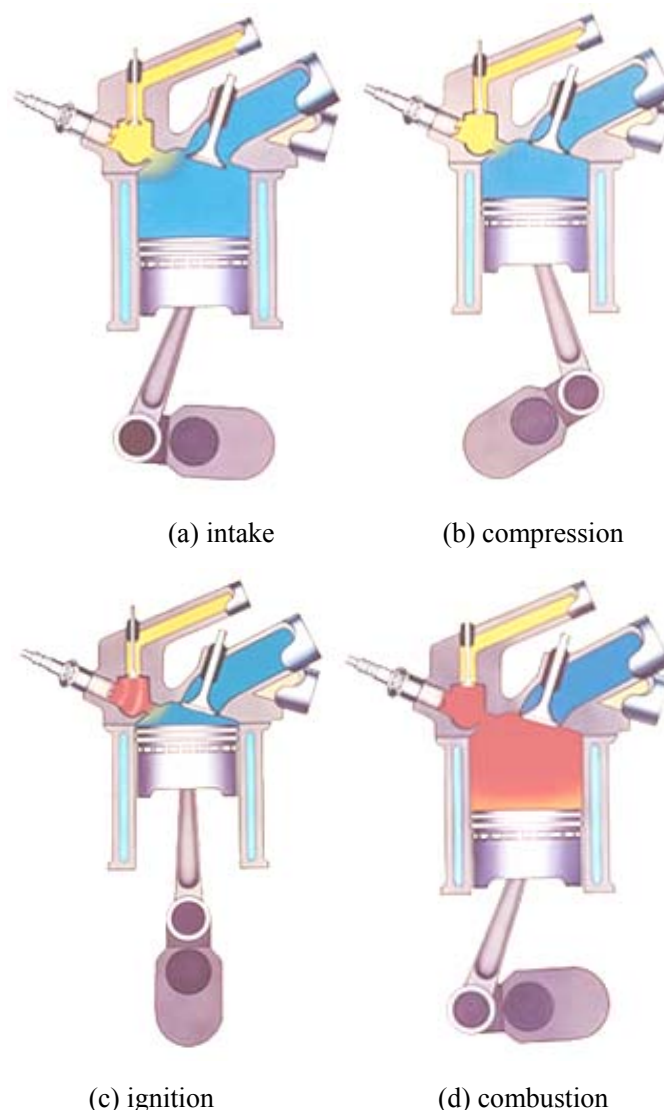


Fig. 1-26 Schematic of Honda CVCC operating mechanism

副室式エンジンシステムも希薄混合気燃焼を利用する良い方法である。本田の CVCC (Compound Vortex Controlled Combustion) 燃焼システムは副室により成層希薄混合気を形成する有名な例である。本田の CVCC 燃焼システムを図 1-26 に示す。燃焼室は副燃焼室と主燃焼室で構成し、副室中に点火プラグを設置する。CVCC エンジンには二つの燃料供給システムがある。一つは、一般的なキャブレタにより、主燃焼室に希薄燃焼混合気を供給するシステムである。もう一つは、特別に設計したキャブレタで濃混合気を形成し、副室中の吸気弁を通して副室に供給するシステムである。エンジンの吸気行程に、主燃焼室と副室の吸気弁を開けることで濃い混合気は副室に入り、希薄混合気は主燃焼室に入る。圧縮

行程に主燃焼室中の希薄混合気は副室と主燃焼室間の連絡孔を通り副室に流入する。その結果、副室中の混合気濃度は低くなる。このような過程で燃焼室中に成層混合気を形成する。その後、圧縮行程の後期に副室中の点火プラグで点火し、副室中の混合気の燃焼が始まり、火炎と未燃混合気が副室から連絡孔を通り、主燃焼室中の混合気に点火する。以上は本田の CVCC 燃焼システムの運転過程である。CVCC 技術を使う自動車は 1970 年代に米国の排出規制を最も早く満たした。これは副室が燃焼を推進することができることを示唆している。CVCC の問題点は、燃焼室形状が複雑で燃焼室表面積が大きく熱損失が起り出力の低下の原因となることと、専用のバルブ、カム、ロッカーアーム、キャブレターなど構造が複雑になること等であった。

大連理工大学の隆、田らは、副室燃焼システムと筒内直噴技術を組み合わせ、点火室付きガソリン筒内直噴エンジンシステムを提案し、様々な研究を行った^[31-32]。特に、吸気弁付近や点火室連絡通路中の気流速度の変化を利用して点火室内の混合気濃度をコントロールする燃料噴射方法を提案した。点火室とは、点火プラグが設置された副室である。この方法は副室燃焼システムの成層混合気の安定性と直噴システムのパフォーマンス向上を同時に実現できると考えられる。また筒内気流速度の変化により点火室中の燃料量をコントロールし、点火室中の混合気濃度をコントロールすることができる。CVCC 燃焼システムに比べて、点火室付きガソリン筒内直噴燃焼システムは一つの燃料供給システムを使い、燃料を直接に筒内に噴射する点が異なる。現行のガソリン筒内直噴エンジンシステムに比べて、本燃焼システムでは成層混合気の安定性を向上する目的で副室を設置する。点火室付きガソリン筒内直噴エンジンは以下のような効果が期待される。

- A. 成層混合気の安定性が向上するため点火の安定性を向上させることが可能で、さらに希薄燃焼範囲を拡大できる。この効果により、エンジンの動力性と経済性は向上する。
- B. 最適な点火室の設計により、普通の直噴エンジンに比べ、成層燃焼の回転速度と負荷の範囲を拡大できる。
- C. 点火室から噴射した火炎と未燃混合気は、主燃焼室の混合気に対し、高エネルギー点火源になり、主燃焼室内の希薄混合気燃焼速度と燃焼安定性を向上することができ、さらに圧縮比が増加できる。
- D. 特別な吸気ポートは必要なく、ポンプ損失を減少することが可能である。

本研究では、基本的な点火室付きガソリン筒内直噴エンジンのコンセプトに基づき、以下の二つの点火室付きガソリン筒内直噴エンジンシステムを作成した。第一のシステムは吸気弁付近の気流速度の変化を利用して点火室内の混合気濃度をコントロールする点火室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムである。第二のシステムは点火室と主燃

燃室の通路中の気流速度の変化を利用して点火室内の混合気濃度をコントロールするスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムである。

1.4 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム

点火室付きガソリン筒内直噴エンジンの基本コンセプトから、吸気弁近傍の気流速度の変化にを利用して点火室中の燃料濃度をコントロールするために、副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムを設計した。図 1-27 は副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムを示している。シリンダヘッド中に点火室を設置し、点火プラグを点火室のトップに設置する。マルチホールインジェクタは点火室の外、吸気弁の下に設置する。インジェクタの一つの噴射ホールは点火室と主燃焼室との連絡孔に向かって設ける。吸気行程で吸気弁近傍の大きな気流速度が発生し、そのとき燃料を噴射すると点火室にある連絡孔に向かっていている噴射ホールから噴射された噴霧は気流の影響で方向が変わるため点火室に流入できず、噴射量のほぼ全量が主燃焼室に残る。一方、吸気行程に形成する大きな速度の流れは圧縮行程では速度が小さくなるため、噴射ホールから点火室に向かって噴射された噴霧は点火室に向かって設けられている連絡孔を通じて点火室へと流入することができる。このような噴霧のコントロール方法により、点火室と主燃焼室内の燃料量をコントロールすることができ、燃焼室中の混合気濃度が制御できる。

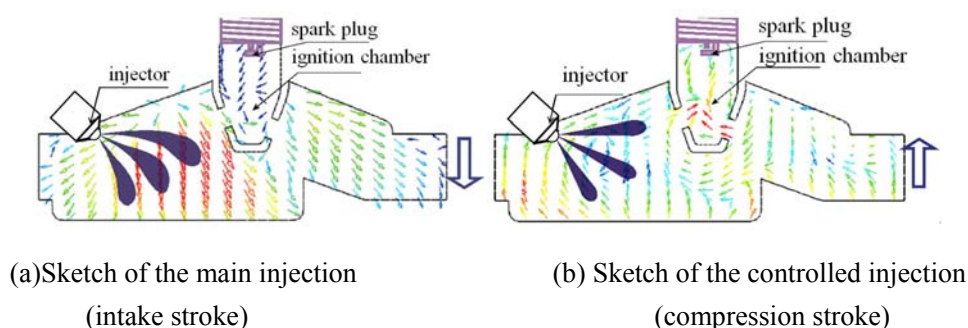


Fig. 1-27 Schematic of the ignition-chamber GDI engine combustion system (multi-hole injector)

1.5 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム（副室内噴射、点火一体型）

点火室と主燃焼室の通路内気流速度の変化を利用して、点火室内の混合気濃度をコントロールするために、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムを設計した。図 1-28 はスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム（副室内噴射、点火一体型）の構成と噴霧のコントロール方法を示している。この燃焼システムのインジェクタは高圧スワールインジェクタであり、

点火室内に設置する。インジェクタ噴射方向は点火室連絡孔の軸線と一致させる。エンジンの吸気行程では、筒内圧力が低く連絡孔の気流速度も小さくなるため、点火室に残る噴霧は少ない。圧縮行程では、筒内圧力は高く連絡孔中に入る気流の速度が大きくなるため、この時燃料を噴射すれば気流の作用により点火室に残る噴霧は多くなる。このように噴霧をコントロールすることで点火室と主燃焼室中の燃料濃度をコントロールすることが可能になる。

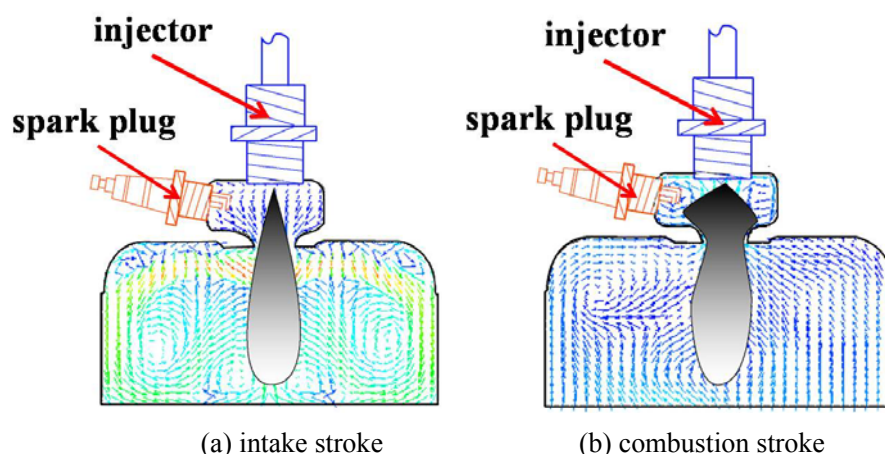


Fig. 1-28 Schematic of the ignition-chamber GDI engine combustion system (swirl injector)

1.6 本文の目的と内容構成

本研究ではガソリン筒内直噴エンジンの点火と燃焼の安定性を向上する目的で、提案した二種類の点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムについて、混合気形成過程の解明を数値シミュレーションにより行う。本研究のシミュレーションは市販のソフト AVL FIRE を基本として用いる。本論文の目的は、数値シミュレーションにより点火室付きガソリン筒内直噴エンジンシステムの可能性を調べることに、設計段階でノズル内部構造と燃焼室形状を与えた場合に、混合気分配を予測する手法を確立することである。このような目的から、本論文は以下のような構成とする。

研究の第一段階として、吸気弁近傍の気流速度の変化により点火室内の混合気濃度のコントロールを実現する副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムでの混合気形成について数値シミュレーションを行った。このシミュレーションは、本燃焼システムのコンセプトの妥当性の評価と、別途行った実験（付録 A）との比較のために行った。シミュレーション結果から筒内気流変化と点火室内混合気濃度の変化を明らかにした。

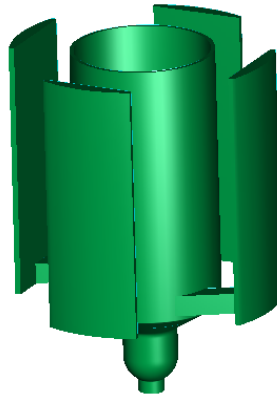


Fig. 1-29 Simulation model of high-pressure swirl injector

次に、点火室付き筒内ガソリン直噴エンジン燃焼システムで使用可能と思われる高圧スワールインジェクタ内部流れのシミュレーションを行った。使用したインジェクタは、市販で使用されている高圧インジェクタとし、今回提案する点火室付き筒内ガソリン直噴エンジン燃焼システムの実現可能性をより実機に近いレベルで議論できる。インジェクタ内部流れの計算により、インジェクタ内部の速度およびキャビテーション分布などを明らかにした。インジェクタ内部流れのシミュレーションと同時に、インジェクタ噴口の流体状態を保存することで次に行う噴霧シミュレーションの初期条件として利用できる結果を得ることができた。

インジェクタ内流れの数値シミュレーション結果を噴口流体状態ファイルとして利用して噴霧シミュレーションを行った。本研究の噴霧シミュレーションは噴口流体状態ファイルを使用し、噴霧分裂モデルにより行った。本研究に対して噴口流体状態と噴霧分裂モデルは重要なものである。本研究では使用した高圧スワールインジェクタに適応可能なハイブリッド噴霧分裂モデルを構築し、ことでハイブリッド噴霧分裂モデルとし、一次分裂モデルを修正し、別途行った噴霧実験結果と比較することでモデル内パラメータを校正した。さらに、同様の比較を周囲雰囲気圧力を変更させながら行い、新たなハイブリッド噴霧分裂モデルを作成した。今回提案・修正したハイブリッド分裂モデルは、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの筒内混合気形成のシミュレーションで使用する。

点火室と主燃焼室の通路内気流速度の変化により、点火室内の混合気濃度をコントロールするスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムについて混合気形成の数値シミュレーションを行った。高圧スワールインジェクタのシミュレーション結果を噴射の境界条件とし、提案したハイブリッド噴霧分裂モデルを利用して筒内混合気の形成を計算した。具体的に、以下の三つのことを解析した。

1. 中低回転速度での筒内気流速度の特徴を解析した。

2. 中低回転速度での中負荷筒内混合気形成を解析した。

3. 中低回転速度での低負荷筒内混合気形成を解析した。

以上三つにより、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムと燃料噴射方法を評価した。

これらを総合して、点火室付きガソリン筒内直噴燃焼システムの可能性を議論するとともに、インジェクタ内部流と筒内流動を利用した一連のエンジンシリンダ内の混合気形成に関する数値シミュレーション法を提案することができる。

参考文献

1. *Statistical Review of World Energy 2009*, <http://www.bp.com/>. 2009.
2. <http://www.jamabj.cn/>. 2009.
3. Available from: <http://e2a.jp/number/080227.shtml>. 2008.
4. Available from: <http://ja.wikipedia.org/wiki/>. 2009.
5. 村瀬英一ほか, *ガソリンエンジン技術の現状と今後の動向*. 日本自動車技術会論文集. 63(1). 2009.
6. 2009; Available from: <http://www.dieselnet.com/standards/>.
7. Preussner C, Doring C, Fehler S, Kampmann S., *GDI: Interaction Between Mixture Preparation, Combustion System and Injector Performance*. SAE Paper. 980498. 1998.
8. Ohya Y, N.T., Ohsuga M., *Effects of fuel/air mixture preparation on fuel consumption and exhaust emission in a spark ignition engine* IMechE Paper. IMechE Paper. 925023. 1992.
9. Zhao F, Lai MC, *A review of mixture preparation and combustion control strategies for sparkignited direct-injection gasoline engines*. SAE Paper. 970627. 1997.
10. Available from: www.avl.com. 2006.
11. Scherenberg M, e.a., *Ruckblick uber 25 Jahre Benzin-Einspritzung in Deutschland*. MTZ. 16. 1955.
12. Meurer S, Urlaub A, *Development and operational results of the MAN FM combustion system*. SAE Paper 690255. 1969.
13. Alperstein M, Schafer GH, Villforth FJ, *Texaco's stratified charge engine—multifuel, efficient, clean, and practical*. SAE Paper. 740563. 1974.
14. Scussei AJ, Simko AO, Wade WR, *The Ford PROCO engine update*. SAE Paper. 780699. 1978.
15. Miyake M, *Developing a new stratified-charge combustion system with fuel injection for reducing exhaust emissions in small farm and industrial engines*. SAE Paper. 720196. 1972.
16. Bechtold RL, *Performance, emissions, and fuel consumption of the White L-163-S stratified-charge engine using various fuels*. SAE Paper. 780641. 1978.

17. Jeekuen Lee, Keiya NISHIDA, Masahisa YAMAKAWA, *An Analysis of Ambient Air Entrainment into Split Injection D.I. Gasoline Spray by LIF-PIV Technique*. SAE Paper. 2002-01-2662. 2002.
18. HENTSCHER, W., *OPTICAL DIAGNOSTICS FOR COMBUSTION PROCESS DEVELOPMENT OF DIRECT-INJECTION GASOLINE ENGINES*. Proceedings of the Combustion Institute. Vol.(28). 2000.
19. Zhu G.S., Reitz R.D., *Characteristics of vaporizing continuous multi-component fuel sprays in a port fuel injection gasoline engine*. SAE Paper. 2001-01-1231. 2001.
20. Zhao F-Q, Lai M-C, Harrington D-L, *A Review of Mixture Preparation and Combustion Control Strategies for Spark-Ignited Direct-Injection Gasoline Engines*. SAE Paper. 970627. 1997.
21. Curtis E.W., A.C.F., Trumphy D.K., *A new port and cylinder wall wetting model to predict transient air/fuel excursions in a port fuel injected engine*. SAE Paper. 961186. 1996.
22. Shinji S, Masanori S, Hirohisa K, *Development of a New V-6 High Performance Stoichiometric Gasoline Direct Injection Engine*. SAE Paper. 2005-01-1152. 2005.
23. 山口浩一ほか, *直噴ガソリンエンジンの混合気形成過程の解析*. 日本自動車技術会論文集. NO.20024424. 2002.
24. 漆原友則ほか, *L I Fによる筒内直噴エンジン燃焼室内の混合気形成可視化*. 日本自動車技術会論文集. NO.9836077. 1998.
25. T Itoh, A.K., K Hiraya, E Takahashi, and T Urushihara, *A study of mixture formation processes in direct injection stratified charge gasoline engines by quantitative laser-induced fluorescence imaging and the infrared absorption method*. International Journal of Engine Research. Vol. 7. 2006.
26. 阿部晋也ほか, *センターインジェクション直噴ガソリンエンジンの燃焼室形状の最適化*. 日本自動車技術会論文集. NO.20054544. 2005.
27. Pott, R.K.a.E., *Exhaust Gas Aftertreatment of Volkswagen FSI Fuel Stratified Injection Engines*. SAE Paper. 2002-01-0346. 2002.
28. Available from: www.audiworld.com. 2009.
29. Luttermann C, Mahrle W, *BMW high precision fuel injection in conjunction with twin-turbo technology: A combination for maximum dynamic and high fuel efficiency*. SAE Paper. 2007-01-1560. 2007.
30. Li Qin, *Pollutant Emission Measurement and Control of Modern Internal Combustion Engine*. 1998: Machinery Industry Press.
31. Jiangping Tian, *Research on Combustion System and Spray Characteristics of Direct-Injection Sub-Chamber Gasoline Engines (doctoral dissertation)*. Dalian University of Technology. 2009.
32. Jiangping Tian, Wuqiang Long, *Research on Combustion System of Direct-Injection Sub-Chamber Gasoline Engines*, Symposium of the Annual Academic convention of CSICE(Wuhan). 2005.

第二章 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム

2.1 はじめに

吸気弁近傍の気流速度の変化により点火室内混合気濃度をコントロールする可能性を検討するために、副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムのシミュレーションを行う。本章では副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに関して燃料噴射方式の設計と混合気の形成に対するシミュレーション結果を報告する。本章でははじめに点火室と主燃焼室中の混合気の濃度をコントロールする目的で、副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに対する燃料噴射方法を設計し、3D-CFD コード Fire による筒内混合気の形成のシミュレーションについて述べる。

2.2 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及びその燃料噴射方法

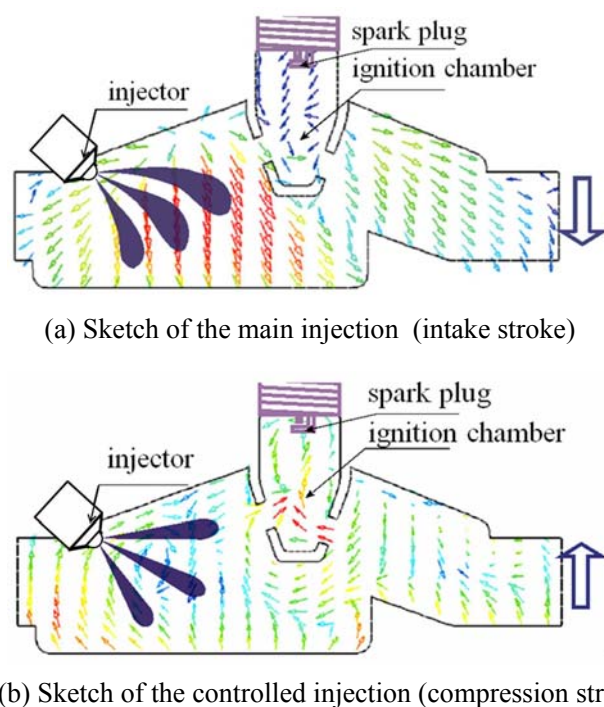


Fig. 2-1 Sketch of the two injection

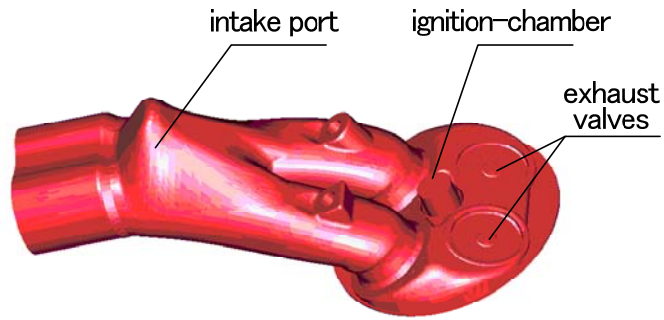
ガソリン筒内直噴エンジンにおいて点火プラグ付近と全燃焼室の混合気濃度をコントロールするために、図 2-1 に示す点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及びそれに対する燃料噴射方法を設計した。本燃焼システムは、シリンダヘッドに点火室を兼ねた副室を設置し、点火室の一部がシリンダ内にある。点火プラグは点火室の上面に設置した。

インジェクタはマルチホールインジェクタを採用し、吸気ポートの下に設置した。点火室は通路を通して主燃焼室と接続した。また、インジェクタには五つの噴射ホールがあり、そのうちの一つを点火室の一つの入口の方向に設置した。

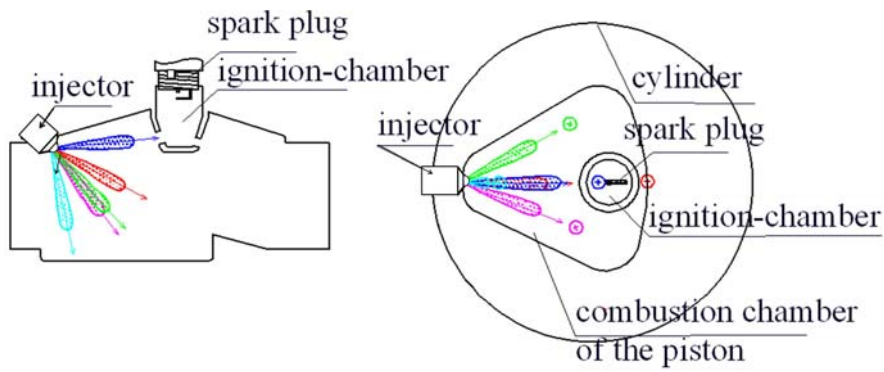
本点火室付き燃焼システムに対する燃料噴射方法も検討した。燃料噴射方法を設計するには二つの原則がある。一つは点火しやすい混合気を点火室中の点火プラグ付近に形成することである。点火しやすい混合気とは、濃度と気流速度の両方を考えなければならず、着火性を確保するために、点火プラグ近傍に当量比 1~1.5 で低流速の混合気を形成することが必要である。これはガソリン筒内直噴エンジンに対して重要な要素である。もう一つは主燃焼に対する適切な混合気を形成することである。本章で述べる燃料噴射方法は燃焼システムの構成と筒内気流速度、特にインジェクタと点火室間の速度の変化を考えて設計した。本章で設計した燃焼システムを図 2-1 に示す。図に示すように、吸気行程に主噴射を行い、圧縮行程にコントロール噴射という燃料噴射を行う。本章の燃焼システムと燃料噴射方法を実現するために、二つの吸気弁のエンジンが必要である。吸気行程において、吸気弁間の気流速度が他の所よりも大きければ、この時に点火室に向かっているインジェクタホールから噴射した燃料は点火室に入ることができない。そのため噴射された燃料は主燃焼室に滞在し、主燃焼室内の混合気濃度は増加する。一方、圧縮行程の筒内の気流速度は吸気行程と比較して大幅に小さくなる。この時に噴射ホールから点火室に向かって噴射された噴霧は、気流の作用が小さくなるため、点火室内に到達する。噴射された燃料は点火室内で微粒化し、点火プラグ付近に点火しやすい混合気を形成する。他のインジェクタホールから噴射された燃料は主燃焼室の混合気濃度を増加させる。主噴射はエンジンの運転状況により負荷を調整し、コントロール噴射は点火室の濃度を調整する。また、低負荷の場合には、コントロール噴射のみを行い、高負荷の場合には、主噴射とコントロール噴射を行うことで、両方の噴射量を調整する。

2.3 計算領域の形状と使用した初期条件と境界条件

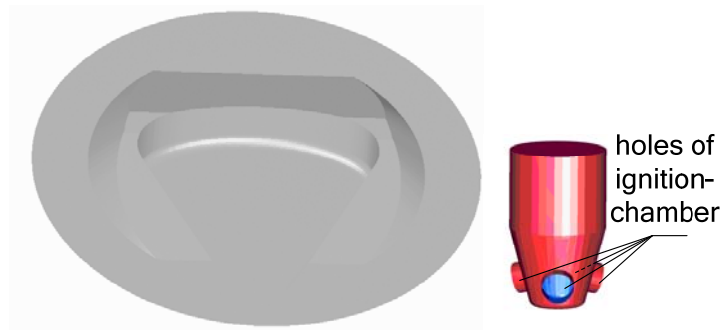
本章で設計した点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及び成層混合気形成を検討するために、筒内混合気の形成に関してシミュレーションを行った。図 2-2 に計算で使った吸気系および燃焼室形状を示す。図 2-2(a)は計算で使ったシリンダヘッドと吸気ポートである。図 2-2(b)は噴霧の配置である。前述したように、噴霧ではマルチホールインジェクタを利用し、そのうちの一つの噴霧は点火室に向かって噴射し、他の噴霧は主燃焼室に向かって噴射する。図 2-2(c)はピストンの頂面と点火室形状である。計算で使ったエンジンの具体的なパラメータを表 2-1 に示す。



(a) Intake port and chamber



(b) Location and direction of the sprays



(c) Structure of the piston head and the ignition-chamber

Fig. 2-2 Structure of the simulation model

Table 2-1 The basic parameters of the simulation model

No. of valves	4
Compression ratio	9.5
Revolution	4500rpm
Bore/Stroke	80mm/81mm
Ignition-chamber	diameter of holes: 4mm number of holes: 3 diameter of ignition-chamber: 12mm Volume: 1470mm ³

Intake valve timing	6°CA BTDC~54°CA ABDC、
Injector holes:No./ Diameter	5/ 0.2 mm
Injection pressure	10MPa
Displacement	0.453L
Quantity of injected fuel in one cycle	11mg
Quantity of fuel injected as the controlled injection	5mg

数値シミュレーションの境界条件と初期条件を表 2-2 に示す。熱交換過程において壁面温度は一定だと仮定して、各数値を設定した。シミュレーションでは吸気ポート入口で質量流速を境界条件として与えた。吸気ポート入口での質量流速は一次元の計算により決定した一様流として用い、図 2-3 のように流入条件を設定した。

Table.2-2 Boundary conditions and Initial conditions

壁面温度		初期条件		
シリンダヘッド	450K	吸気ポート	温度	321K
吸気ポート	330K		圧力	100700Pa
吸気弁	330K	シリンダ	温度	957K
ライナー	450K		圧力	115830Pa
ピストン	450K			
排気弁	550K			

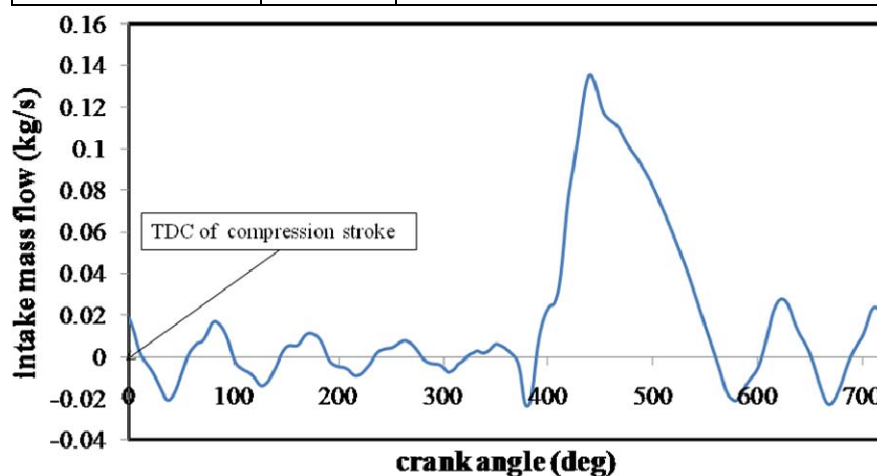


Fig. 2-3 Intake mass flow of inlet (4500rpm)

2.4 数値計算モデル

基礎方程式はレイノルズ平均を実施した連続方程式

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_i} = 0 \quad (2-1)$$

及びレイノルズ平均を実施した運動方程式（渦粘度係数 ν_T を導入し、整理する）

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{P}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ 2(\nu + \nu_T) \bar{D}_{ij} \right\} \quad (2-2)$$

である。ここで、 ν は流体の動粘性係数、 ρ は流体密度、 $\bar{D}_{ij} = \frac{1}{2} \left(\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial x_j} + \frac{\partial \bar{u}_j}{\partial x_i} \right)$ である。以

上は渦粘度係数を導入したレイノルズ平均流方程式である。基礎方程式をレイノルズ平均する時、レイノルズ応力項がでるため、方程式は不完結になる。方程式を完結するために、渦粘度に関連乱流諸量の輸送方程式を追加する必要となる。

本研究のシミュレーションには k - ε 乱流モデル^[1-2]を採用した。 k - ε 乱流モデルでは、渦粘度と乱流エネルギー k 、乱流エネルギー散逸率 ε の関係式を構築して、 k 、 ε の輸送方程及び他の方程式と連立して解く。渦粘度を

$$\nu_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (2-3)$$

とおき、 k と ε を

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_T}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} \quad (2-4)$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{\nu_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} \quad (2-5)$$

の両式の解から与える。ここで $P_k = 2\nu_T \bar{D}_{ij} \bar{D}_{ij}$ である。今回の計算ではモデルの定数は以下の通りに設定した。

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

2.5 噴霧分裂モデル

FIPA(Fractionnement Induit Par Acceleration)モデル^[3]では加速度により液滴が分裂を起こすと考えている^[4]。このモデルは分裂時間を分裂過程の基本的なコントロールパラメータとする。また分裂時間はウェーバー数 ($We = \rho_g u_{rel}^2 d / \sigma$) の関数である。 ρ_g は気相の密度、 σ は

表面張力、 d は液滴直径、 u_{rel} は液滴の気体に対する相対速度である。FIPA モデルの分裂時間スケールを式 (2-6) に示す。

$$\tau_b = C_f t_b \omega^{-0.25} (d / u_{rel}) \quad (2-6)$$

式の中 ω は気液密度の比率であり、 $\omega = \rho_g / \rho_l$ として決定し、 C_f は実験により決定する定数である。 ρ_l は液相の密度である。また、 t_b は液滴状態による無次元分裂時間であり、Pilch らの実験結果を総合して得た以下の関係式により求める。

$$\begin{aligned} t_b &= 6.0(We-12)^{-0.25}, & 12 < We \leq 18 \\ t_b &= 2.45(We-12)^{0.25}, & 18 < We \leq 45 \\ t_b &= 14.1(We-12)^{-0.25}, & 45 < We \leq 351 \\ t_b &= 0.766(We-12)^{0.25}, & 351 < We \leq 2670 \\ t_b &= 5.5, & 2670 < We \end{aligned} \quad (2-7)$$

液滴の半径の変化率は式 (2-8) により求める。

$$dr/dt = -(r - R_s) / (\tau_b - \tau_s)^\alpha \quad (2-8)$$

α は実験により決まる指数であり、実際は 1.25 を使った。 R_s は液滴の最大安定半径であり、臨界状態の We ($We_c=12$) により決定する。 τ_s は分裂開始からの時間である。

$$R_s = 6\sigma / (\rho_g u_{rel}^2) \quad (2-9)$$

以上を総合して、FIPA モデルに対して液滴の分裂の速度は、分裂時間 τ_b により影響される。 C_f は分裂時間を調整するパラメータである。したがって、 C_f を調整することにより、噴霧の分裂過程をコントロールすることができる。他の文献によると、 C_f 範囲は 1~6 の間であり^[4]、実際は 3 を使った。

2.6 数値シミュレーション結果

本章の燃料噴射方法に対する重要な要求は、吸気行程中に点火室に向かっているインジェクタホールから噴射した燃料は点火室に入らず、圧縮行程中にそのインジェクタホールから噴射した燃料は点火室に入ることである。そのため、筒内気流速度もシミュレーションを行い、燃料噴射タイミングを検討する必要がある。

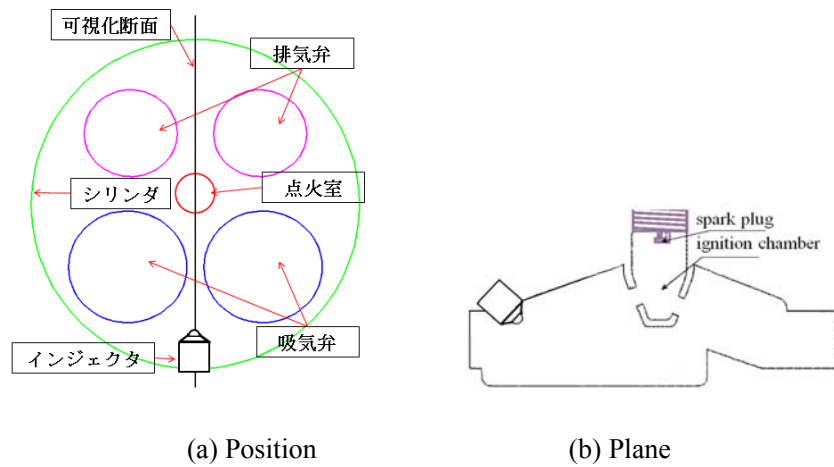


Fig. 2-4 The plane for visualization

図 2-4 に計算結果の可視化断面を示す。計算モデル形状は点火室中心とインジェクタを結ぶ線を軸として左右対称であり、可視化断面は対称面とした。二つの吸気弁からの気流（対称面の側）は対称面で衝突する。以降の断面速度結果の図では、矢印は三次元速度矢印の投影（二次元速度の方向と同様）した成分、色は三次元速度の大きさ（ $\sqrt{u^2 + v^2 + w^2}$ ）を表す。

図 2-5 に吸気行程の 20°CA ATDC から 50°CA ATDC までのシリンダ可視化断面に対する速度を示す。図によるとインジェクタと点火室間(図 2-4(b)参照)の気流速度は非常に大きい。

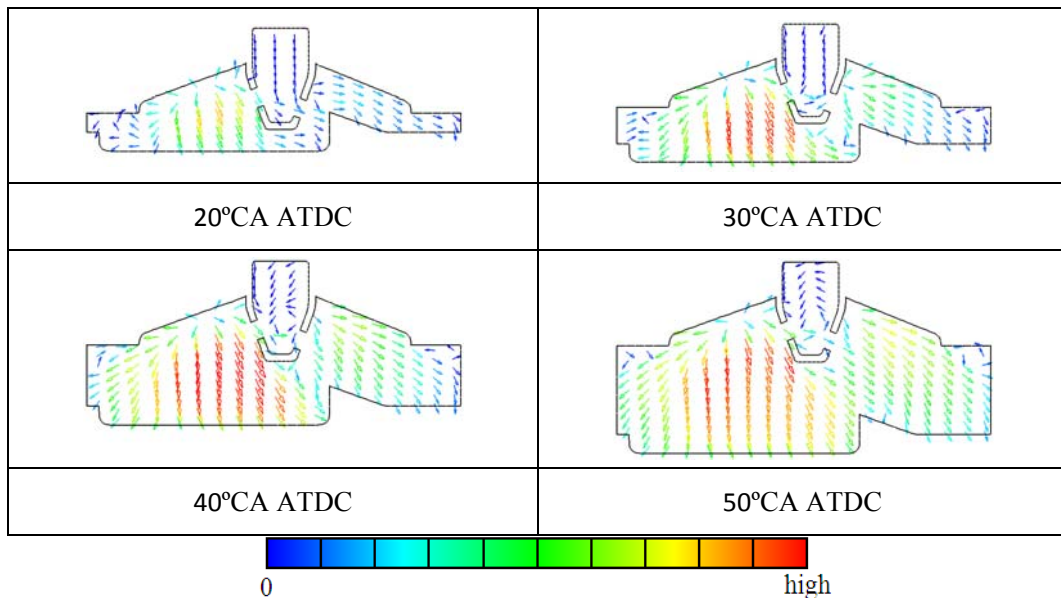
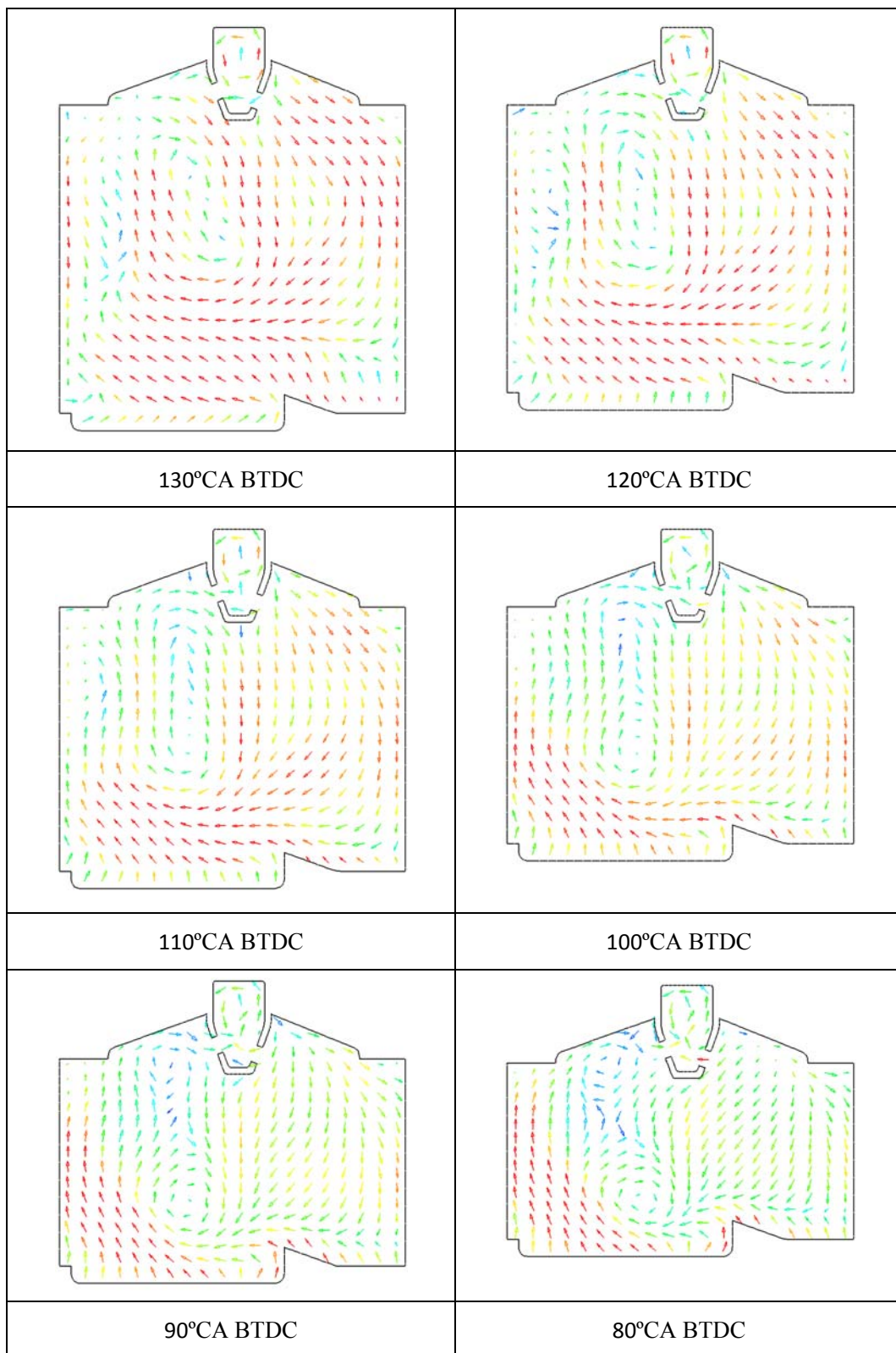


Fig. 2-5 In-cylinder velocity of intake stroke

図 2-6 に圧縮行程の 130°CA BTDC から 20°CA BTDC までの中央断面における速度分布を示す。吸気行程に比べ、気流速度は大幅に小さくなった。この程度の速度域では噴霧に対

する気流の影響は小さい。また、点火室上部の気流速度は、圧縮行程で徐々に小さくなる。
この結果は安定に点火することに対して重要な要素である。



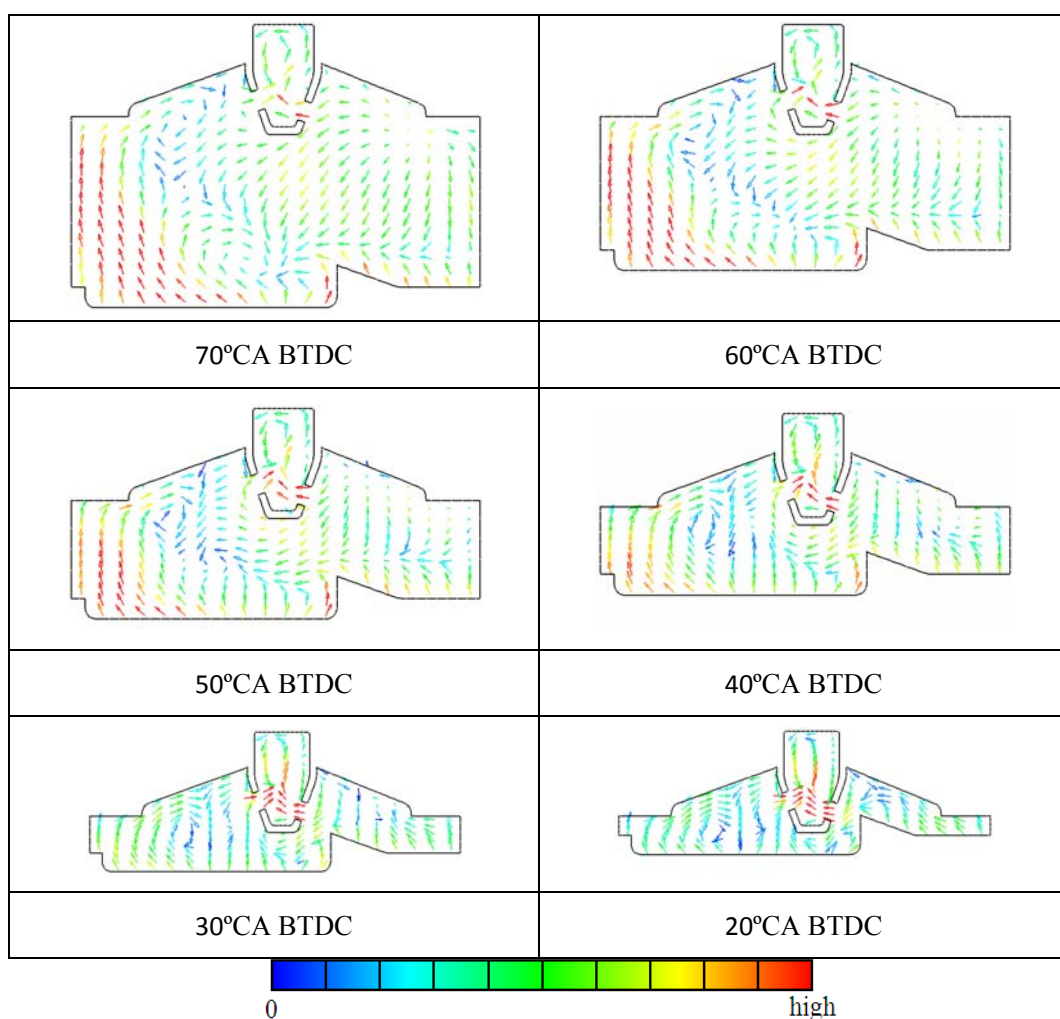


Fig. 2-6 In-cylinder velocity of compression stroke

以上の筒内気流速度のシミュレーション結果から考えると、筒内気流速度に対応させて、吸気行程中のインジェクタと点火室の間の気流速度が大きい時に主噴射を行い、圧縮行程中のインジェクタと点火室の間の気流速度が小さくなる時にコントロール噴射を行うことにより、適切な混合気を得ることができる考える。

点火室に向かっているインジェクタホールから噴射した燃料が点火室に入るための条件は、気流の強さだけでなくインジェクタの噴射性能に対する要求もある。具体的に言えば、インジェクタに対する要求は二つあり、一つは点火室に噴射する噴霧角が小さいこと、もう一つは噴霧が点火室に達することである。ホールタイプガソリンインジェクタに関する研究はこれまでに多くの研究者らが行っている^[5-8]。M. Skogsberg らの研究結果によると、ガソリン筒内直噴エンジン用マルチホールインジェクタは、噴射ホールの長さや直径の比率を調整することにより噴霧角が変わる。また噴霧ホールの長さや直径の比率は 6.3:1 に達する時、噴霧角が 8 度までに減少できる。このような噴霧は、気流からの影響が小さい時に噴射することにより点火室に流入できると考える。

点火室内の当量比を明らかにするために筒内混合気形成の数値シミュレーションを行った。計算では点火室に向かっているインジェクタホールのみ設置した。このことにより、他のインジェクタホールの噴霧の影響は考慮しないことになる。主噴射は 25°CA ATDC から 35°CA ATDC までの間に、コントロール噴射は 100°CA BTDC から 93°CA BTDC までの間に行った。

図 2-7 に主噴射過程を、図 2-8 に点火室濃度コントロール噴射を示す。燃料噴射過程を見ると、点火室付き燃焼システムのコンセプトに対する噴射方法を実現することができていることが分かる。主噴射は強い吸気気流の影響のために噴射方向が変わり、点火室に流入しない。コントロール噴射による噴霧は、筒内気流からの影響が小さく、直接点火室に流入することがシミュレーションから示された。

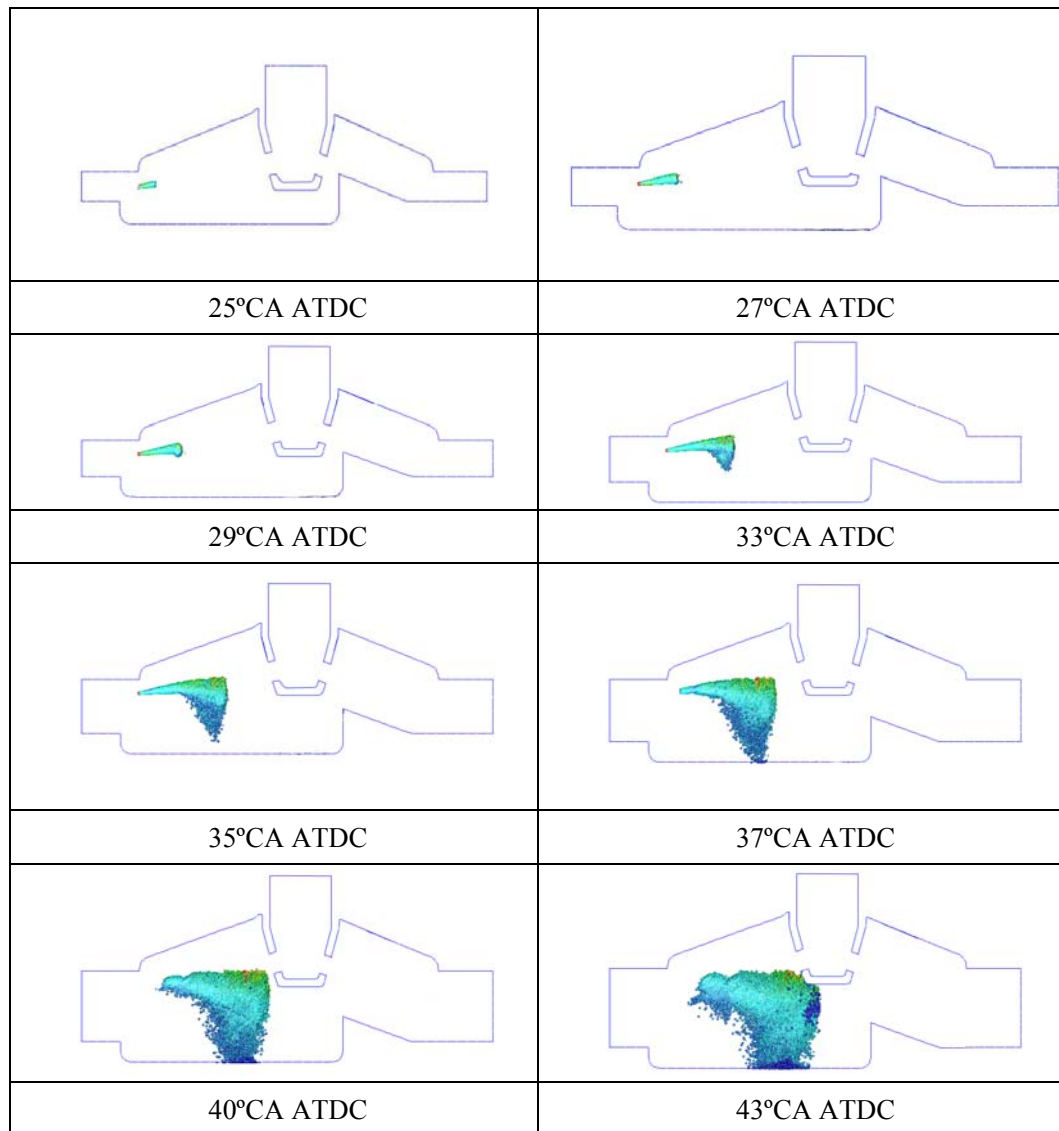


Fig. 2-7 Process of the main injection

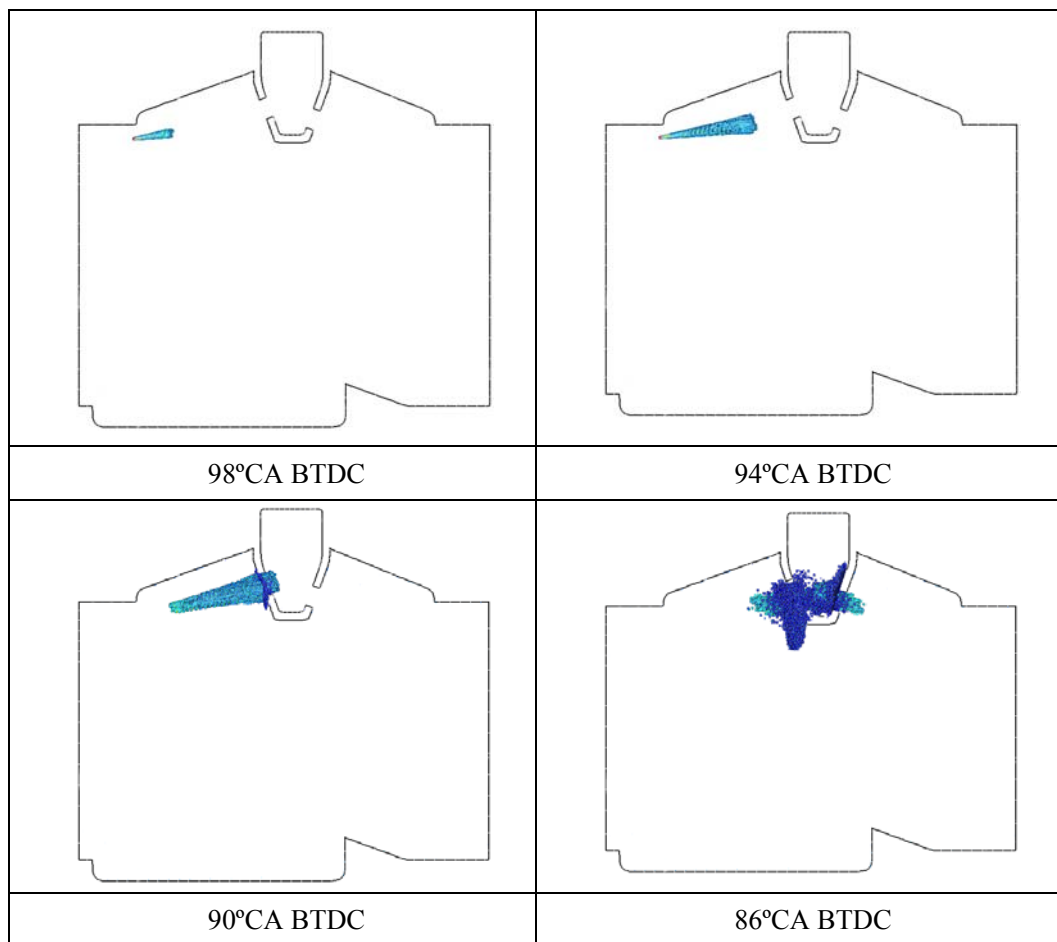


Fig. 2-8 Process of the controlled injection

図 2-9 に圧縮行程の 100°CA BTDC から 93°CA BTDC までの間にコントロール噴射を行った各クランク角の当量比を示す。それによると、広いクランク角の範囲で点火プラグの所に当量比が 1 程度の混合気があった。このことは、同じ燃料噴射タイミングにおいても異なるクランク角で点火することが可能であることを意味する。その結果他のガソリン筒内直噴エンジンに比べ、点火可能なクランク角の範囲は広く設定できる。

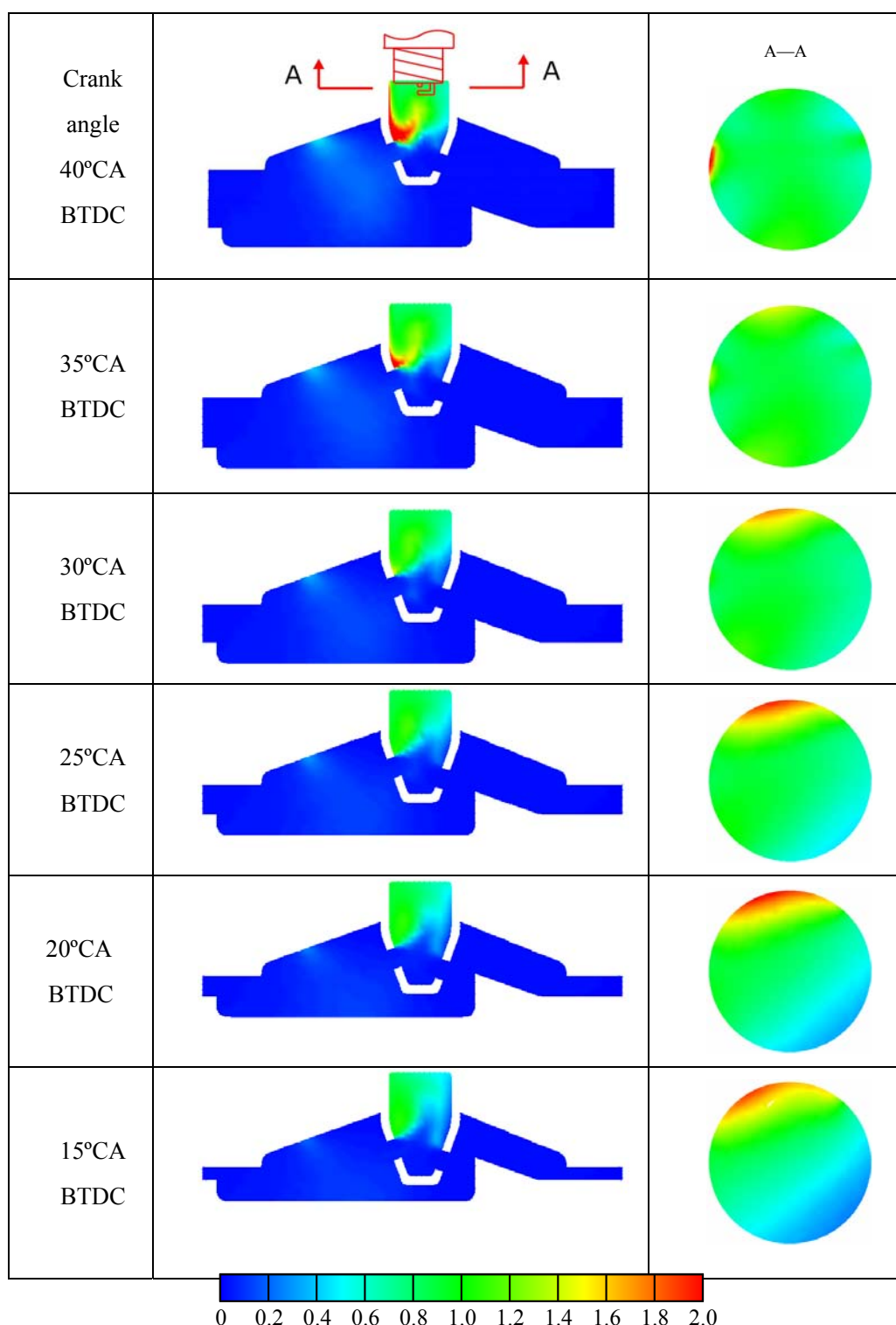


Fig. 2-9 Distribution of the fuel equivalence ratio
(Injecting between 100°CA BTDC and 93°CA BTDC)

図 2-10 に異なる燃料噴射タイミングに対する 20°CA BTDC のクランク角の点火室中の燃料当量比を示す。図から、20°CA BTDC では点火室に可燃混合気があるため噴射タイミングを長くでき、燃料噴射の制御を容易にすることができていることが分かる。

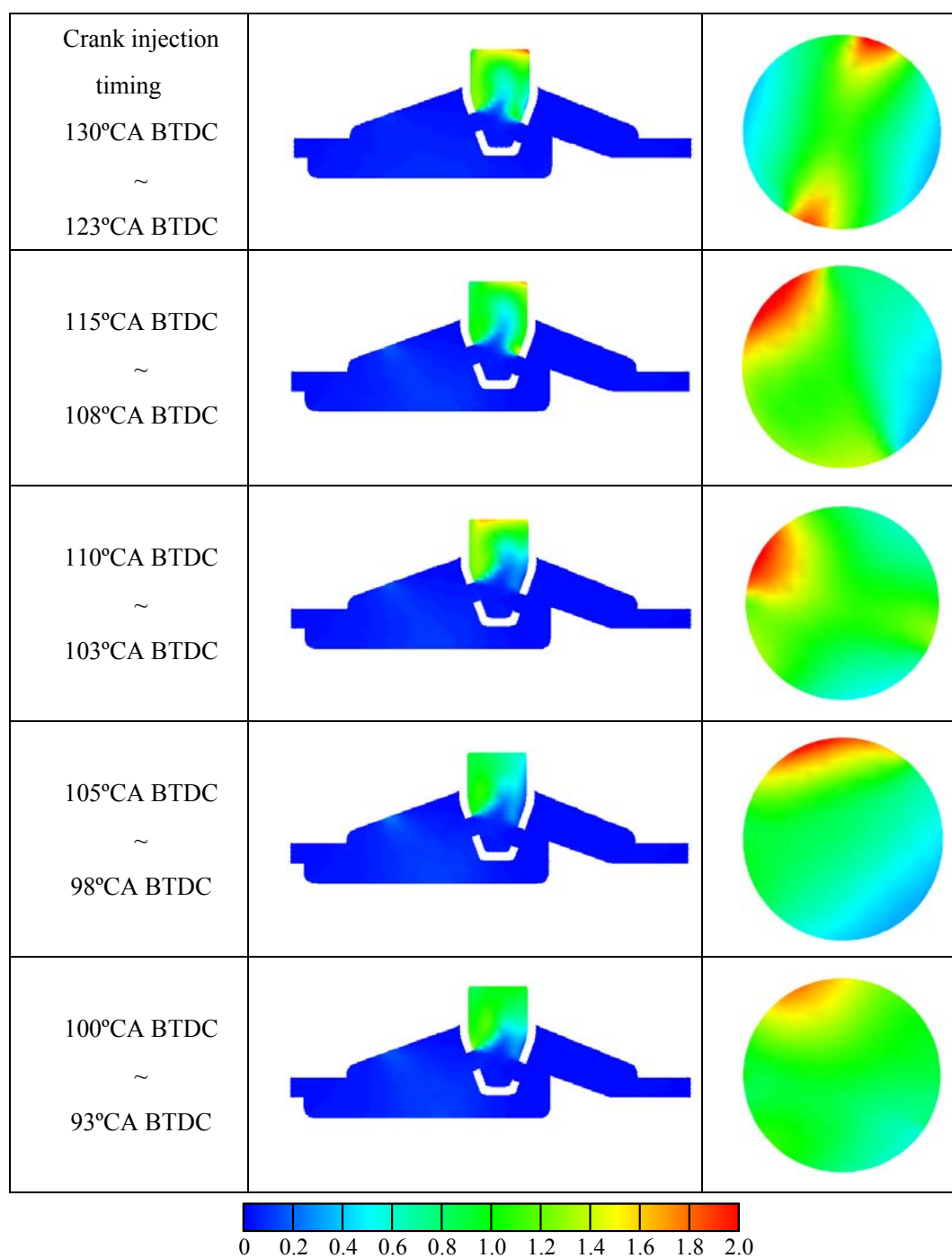


Fig. 2-10 Fuel equivalence ratio at 20°CA BTDC of different injection timings

2.7 第二章のまとめ

本章では吸気弁近傍の気流速度の変化を利用して点火室内混合気濃度をコントロールできる副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの混合気形成に関するシミュレーションを行った。その結果以下の結論を得た。

同じ燃料噴射システムを用いた場合でも、適切な噴射タイミングと噴射量とすることにより、広範囲のクランク角度に対して、点火プラグ付近に点火しやすい混合気を得ることができる。このことにより噴射タイミング範囲を大きくすることができるため、燃焼システムの制御性を簡単にする可能性がある。

シミュレーションから副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに対して総合評価を行うと以下のとおりである。

長所：

- a) 吸気弁近傍の気流速度の変化により、点火室内混合気濃度をコントロールすることができる。
- b) マルチホールインジェクタが主燃焼室の混合気を十分に利用することができる。

短所：

インジェクタ、点火室に対して、設計とインストールの精度の要求が高い。

参考文献

- 1. AVL LIST GmbH, *AVL FIRE CFD_Solver*. 2007.
- 2. 梶島岳夫, *乱流の数値シミュレーション*. 2003: 養賢堂発行.
- 3. AVL LIST GmbH, *AVL FIRE Spray*. 2007.
- 4. C. Habchi, D. Verhoeven, C. Huynh Huu, *Modeling Atomization and Break Up in High-Pressure Diesel Sprays*. SAE Paper. 970881. 1997.
- 5. Kiyotaka Sato, Keiya Nishida, Tadashi Tadokoro, Masahisa Yamakawa, Hideaki Yokohata, *Spray and Mixture Properties of Hole-Type Injector for D. I. Gasoline Engine-Comparison of Experiment and CFD Simulation*. SAE Paper. 2007-01-1850. 2007.
- 6. N. Mitroglou, J. M. Nouri, Y. Yan, M. Gavaises, C. Arcoumanis, *Spray Structure Generated by Multi-Hole Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines*. SAE Paper. 2007-01-1417. 2007.
- 7. Stach, T., *New Generation Multi-hole Fuel Injector for Direct-Injection SI Engines - Optimization of Spray Characteristics by Means of Adapted Injector Layout and Multiple Injection*. SAE Paper. 2007-01-1404. 2007.
- 8. J. M. Nouri, N. Mitroglou, Y. Yan, C. Arcoumanis, *Internal Flow and Cavitation in a Multi-Hole Injector for Gasoline Direct-Injection Engines*. SAE Paper. 2007-01-1405. 2007.

第三章 高圧スワールインジェクタ内流れの数値

シミュレーション

3.1 はじめに

第二章において点火室付きガソリン筒内直噴燃焼システムの可能性を示した。本章では現時点で広く GDI エンジンに使用されている高圧スワールインジェクタ利用可能性を示すため、市販のソフト FIRE を用いて高圧スワールインジェクタの内部流れに関する数値シミュレーションを行った。本章の目的はインジェクタ内部流れのシミュレーションにより噴霧シミュレーションの初期条件を作成することおよび高圧スワールインジェクタ内部流れを明らかにすることである。噴射弁内部流れから設定する初期条件は、噴霧シミュレーションの精度を向上するために有効な手段となる。本研究で使用したスワールインジェクタは市販されているものであるため、より実現可能な燃焼システムの提唱が可能になると考えている。

3.1.1 噴霧に対する基本的な要求

燃料噴射システムはガソリン筒内直噴エンジンの性能に影響を与える。初期の筒内直噴ガソリンエンジンに関する開発は、燃料噴射システムの性能により十分ではなかった。例えば、ディーゼル燃料噴射システムを用いた Texaco の TCCS 燃焼システムは筒内で燃焼に適した混合気を形成することが困難であった^[1]。Ford の PROCO 燃焼システムは、ピントルインジェクタを使用しているが、燃料噴射圧力は 2MPa 程度である^[2]。また、初期のガソリン筒内直噴エンジンで用いたコントロールシステムは運行状態を反映させたパラメータの変化が少ないといった問題もある。それらの原因から、筒内直噴エンジンの利点を十分に発揮できずにいた^[2]。ガソリン筒内直噴エンジンは一般的に二つの運転条件がある^[3]。一つは吸気行程での噴射を用いた均質燃焼であり、もう一つは圧縮行程に噴射する成層燃焼である。すなわち、全運行条件範囲に適切な混合気が形成できる燃料噴射インジェクタが必要となる。具体的にはエンジンの運転状態に対し、吸気行程中で噴射して筒内空気を十分に利用し、圧縮行程中に噴射することにより短時間内に混合気を形成できるインジェクタが必要となる^[4]。

3.1.2 現行のガソリン筒内直噴エンジンのインジェクタ

最新のガソリン筒内直噴エンジンによく使用されているインジェクタは、構成と噴霧形状により以下の四種類に分類される。第一は本章で用いた高圧スワールインジェクタ（噴霧形状は図 3-1 参照^[5]）、第二はスリットインジェクタ（図 3-2 参照^[6-7]）、第三は燃焼室形

状に対する適応性が高いマルチホールインジェクタ（図 3-3 参照^[8]）、第四は異なる運行条件で噴霧の先端到達距離と形状が維持できるピエゾアウトワードインジェクタである（図 3-4 参照^[9]）。高圧スワールインジェクタは噴霧の粒径が小さいため、現在広く筒内直噴エンジンに採用されている。

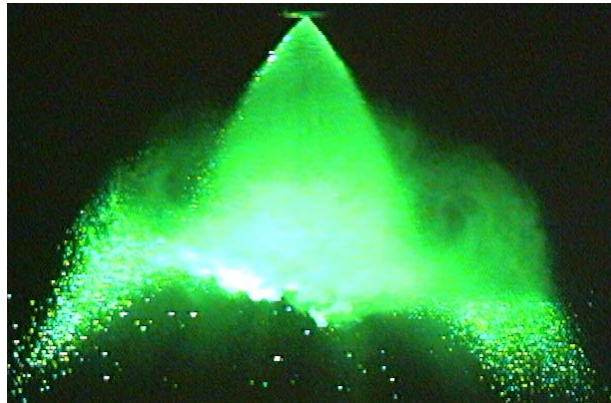


Fig. 3-1 Spray of high-pressure swirl gasoline DI injector^[5]

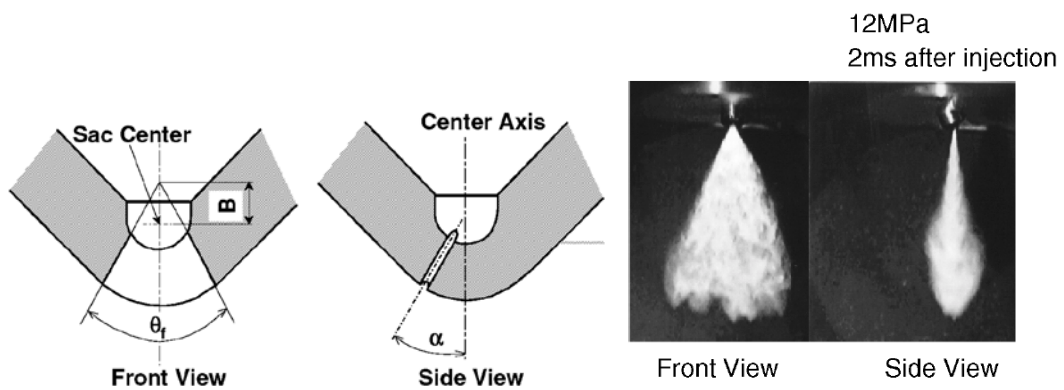


Fig.3-2 Configuration and spray of slit gasoline DI injector^[6-7]

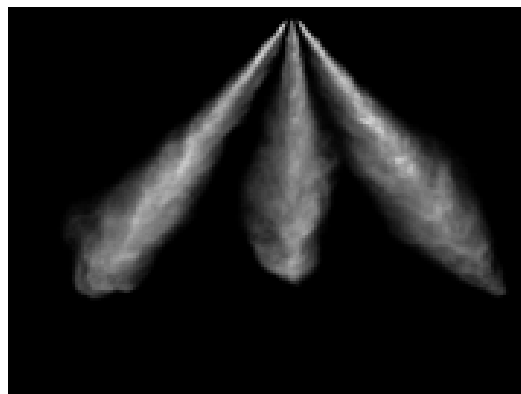


Fig.3-3 Spray of multi-hole gasoline DI injector^[8]

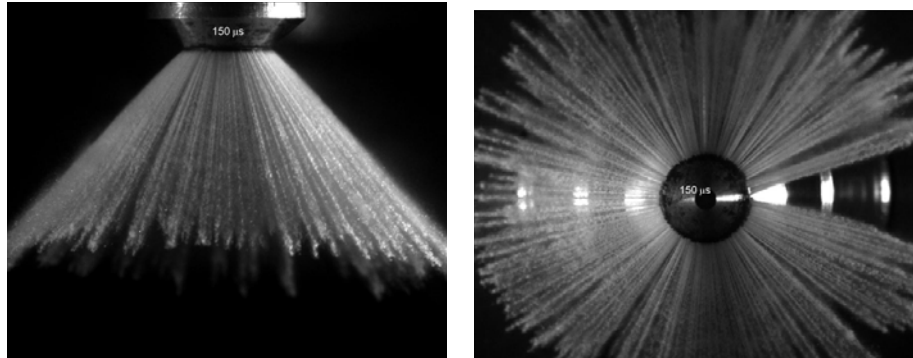


Fig.3-4 Spray of outward-opening piezo gasoline DI injector^[9]

3.1.3 スワールインジェクタに関する過去の研究

現在までに高圧スワールインジェクタに関して様々な研究があった。Lee ら^[10]は噴霧可視化実験によりスワールインジェクタの噴霧過程を以下の5つの段階に分類した。①液柱噴射段階、②液柱拡張段階、③液膜噴射段階、④三種類の噴霧の発展段階、⑤中空噴霧の十分な発展段階。図3-5に発展過程を示す。Shelby ら^[11]は異なる噴射圧力と雰囲気圧力における実験により初期の噴射過程を研究した。A.De Vita ら^[5]はスワールインジェクタの燃料の噴射過程を解析するとともに、雰囲気圧力から噴霧に与える影響を検討した。Kobayashi ら^[12]は高圧力と高温度の雰囲気における噴霧の特性を明らかにした。一方、数値シミュレーションによるスワールインジェクタの噴霧特性に関して幾つかの研究がある^[5, 13-16]。噴霧におけるスワール内流れの研究について、岡田、胡ら^[17]はVOFモデルでインジェクタ中の液膜を考察した。Alajbegovic ら^[18]は、スワールインジェクタ中のキャビテーションをシミュレーションにより明らかにした。Cousin ら^[19]は、シミュレーションによりインジェクタ中の圧力、噴射率について報告している。本論文ではインジェクタ内部の流れから噴霧まで一連のシミュレーションを行うことを目的としており、本章ではスワールインジェクタ内部の流れを数値シミュレーションにより明らかにする。

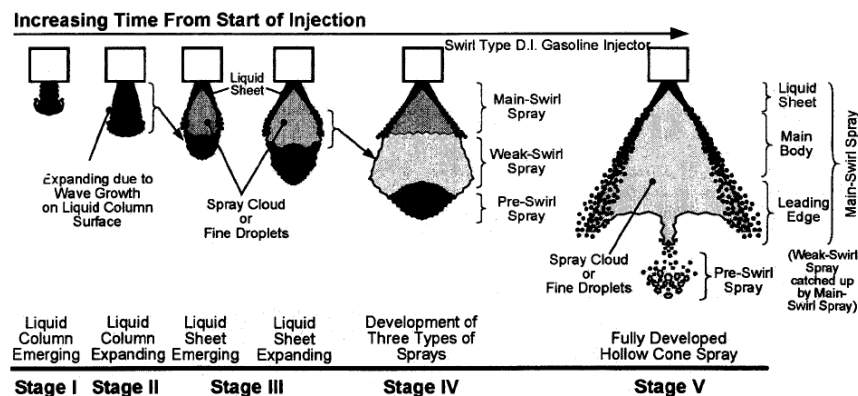


Fig. 3-5 Development of the spray of high-pressure swirl injector^[20]

3.2 キャビテーションモデルの概要

今回使用した汎用コードの FIRE における混相流のモデルは Equilibrium Model、VOF Model、Multifluid Model の三種類がある。Equilibrium Model は一つの運動方程式のみ計算することにより各相の運動量保存を解決する。VOF Model も一つの運動方程式のみ計算するが均質モデルより界面の精度は高い。Multifluid Model は各相の全部の保存式を計算する。本研究では、Multifluid Model を使い、高圧スワールインジェクタの内部流れの数値シミュレーションを行う^[21]。

Multifluid Model 混相流モデルに基づいて、線形キャビテーションモデルによりインジェクタ内のキャビテーションを計算する。以下は線形キャビテーションモデルである。気泡動力学に基づいて式 (3-1) のように気、液相の質量変化を決める。 Γ_l は単位体積あたりの液相質量流束、 Γ_d は単位体積あたりの気相質量流束である。

$$\Gamma_l = \rho_d N'' 4R^2 \frac{dR}{dt} = -\Gamma_d \quad (3-1)$$

N'' は気泡の数密度、 R は気泡の半径、 ρ_d は気泡の密度である。

$$R \frac{d^2 R}{dt^2} + \frac{3}{2} \left(\frac{dR}{dt} \right)^2 = \frac{\Delta p}{\rho_l} \quad (3-2)$$

ρ_l は液滴の密度、 Δp は式 (3-4) に示す圧力差である。式 (3-1) に線形化を行い、式 (3-3) を得る。

$$\Gamma_l = \frac{l}{C_{CR}} \text{sign}(\Delta p) 3.85 \frac{\rho_d}{\sqrt{\rho_l}} N''^{\frac{1}{3}} \alpha_d^{\frac{2}{3}} |\Delta p|^{\frac{1}{2}} = -\Gamma_d \quad (3-3)$$

$$\Delta p = p_{sat} - \left(p - C_E \frac{2}{3} \rho_l k_l \right) \quad (3-4)$$

ここで、式 (3-4) 中の α_d は気相の体積分数、 C_{CR} は濃縮定数、 C_E は乱流レベルの関数、 k_l は乱流エネルギーである。

N'' は経験式 (3-5) で計算する。

$$N'' = \begin{cases} N_0'' & \alpha_d \leq 0.5 \\ 2(N_0'' - 1)(1 - \alpha_d) + 1 & \alpha_d > 0.5 \end{cases} \quad (3-5)$$

N_0'' は初期状態での気泡数密度である。また N'' は式 (3-6) により最大値が制限される。

$$N'' = \max \left(N'', \frac{6\alpha_d}{\pi D_{d,\max}^3} \right) \quad (3-6)$$

$D_{d,\max}$ は最大直径であり、形状により決める。気泡の直径は式 (3-7) 体積分数と数量密度により決定する。

$$D_d = \left(\frac{6\alpha_d}{\pi N''' } \right)^{\frac{1}{3}} \quad (3-7)$$

界面の運動量は式 (3-8) で計算し、乱流拡散等に影響される。

$$M_l = C_D \frac{1}{8} \rho_l A_l''' |u_{rel}| u_{rel} + C_{TD} \rho_l k_l \nabla \alpha_d = -M_d \quad (3-8)$$

M_l は単位体積あたりの液相の運動量流束、 M_d は単位体積あたりの気泡の運動量流束、 u_{rel} は相対的な速度、 C_D は抗力係数、 C_{TD} は乱流分散係数、 A''' は界面の面積の密度である。

3.3 基本形インジェクタの形状

本章でシミュレーションに用いたインジェクタの基本形状と計算領域を図 3-6 に示す。図 3-6(a) に示すようにインジェクタには四つのスワールスロットがある。この場合インジェクタ内部には三種類の流れが生じることが考えられる。第一の流れはニードルとニードルスリット間のストレート流れである。第二の流れは水平断面に対して接線方向の流れである。インジェクタ中のスワール流れのエネルギーはこの部分で生じる。第三の流れは前の二つの流れが SAC 容積とインジェクタホールで合流した流れである。

図 3-1 に境界条件と初期条件を示す。数値シミュレーションでは入口で噴射圧力、出口で雰囲気圧力を境界条件として与えた。本研究ではインジェクタの伝熱の影響を考えず、計算モデルの各壁面を断熱条件とした。また、噴霧シミュレーションの初期条件を作成するために、出口側流出面はインジェクタ出口としており、他の研究者が行っているインジェクタ外に境界を設置する手法^[17-18]は用いていない。

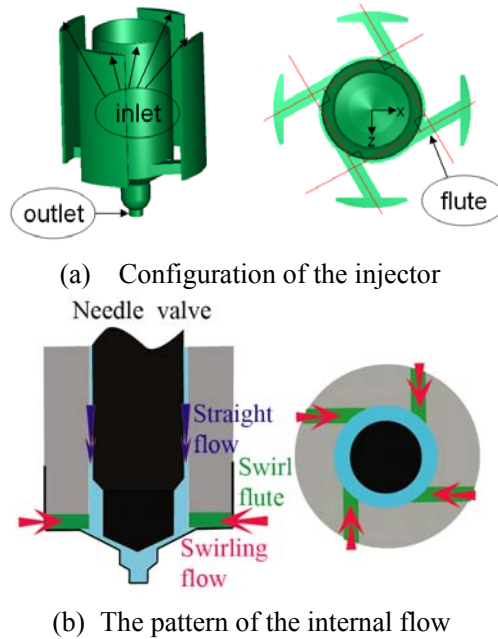


Fig. 3-6 The configuration of the model and the internal flow

Table. 3-1 Boundary conditions and Initial conditions

入口	出口	他の壁	初期条件
10MPa、6MPa (噴射圧力)	0.1MPa、1.1MPa (雰囲気圧力)	断熱	圧力：噴射圧力と同様 温度：293K

3.4 インジェクタの計算格子とシミュレーション条件

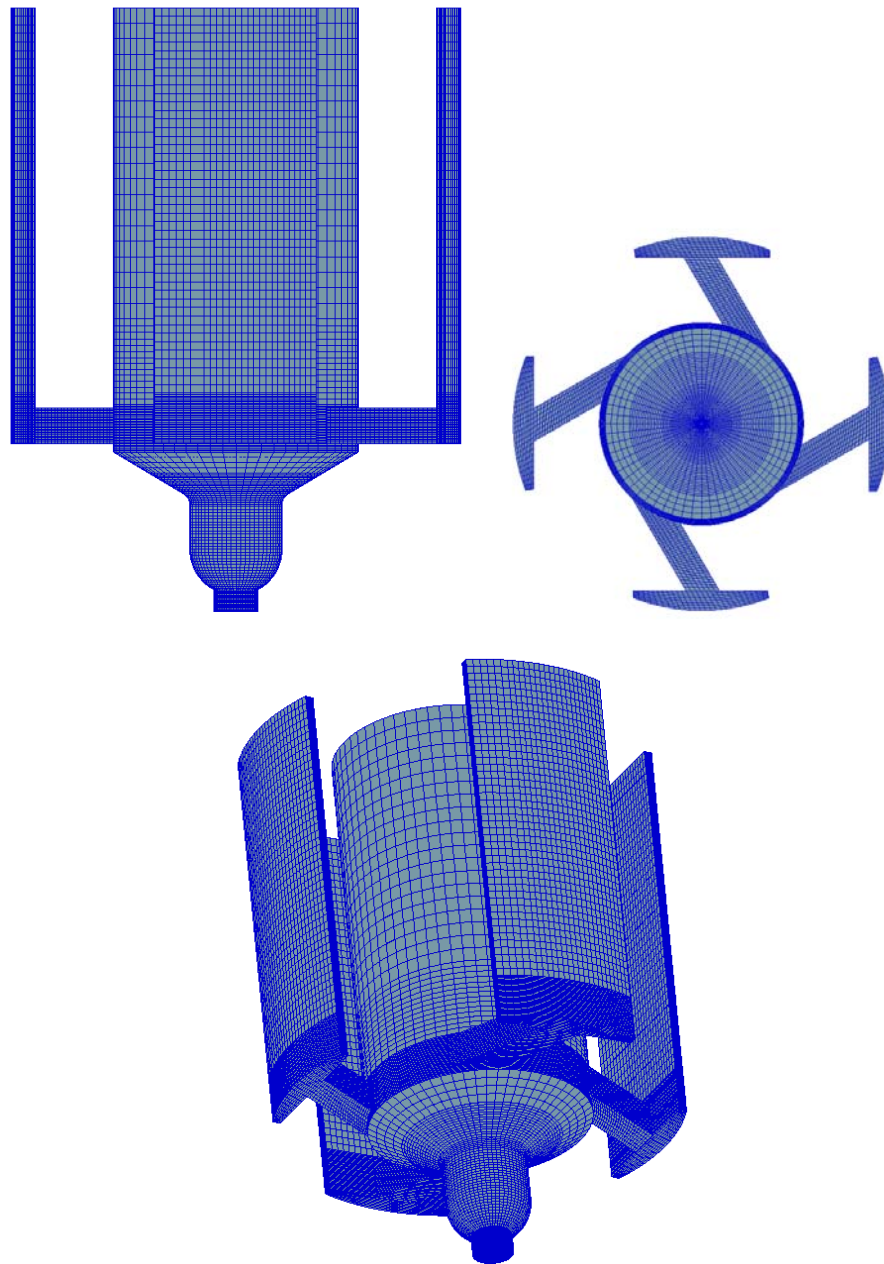


Fig.3-7 CFD mesh of the original model

図 3-7 に計算で用いた 3 次元計算格子を示す。過去の研究では、下流部分の計算流域を大きくすることにより噴口近辺の噴霧の様子を考察した例がある。しかしながら、本章の結果は噴霧シミュレーションの初期条件として利用するために、計算領域はインジェクタの噴口までとした。計算領域が噴口近傍の流れに与える影響に関しては、結果の噴霧初期条件への反映手法を確立したのちにより詳細に議論する必要があると思われる。本計算の格子は約 20 万である。入口は燃料の流入境界であり五つの部分で構成した。2D の格子を回転させて六面体で構成する 3D の計算格子を作成するために、インジェクタの軸を中心に出口直径の $1/30$ を直径とする円柱の領域は省略して計算しない。中空円柱の断面の面積は噴口の $1/900$ であり、柱面に対称境界を設定した。対称境界には、垂直な方向の速度が 0 であり、熱量と物質の交換もない。その結果、計算しやすい計算格子が作成可能となる一方で、精度に与える影響は小さい。

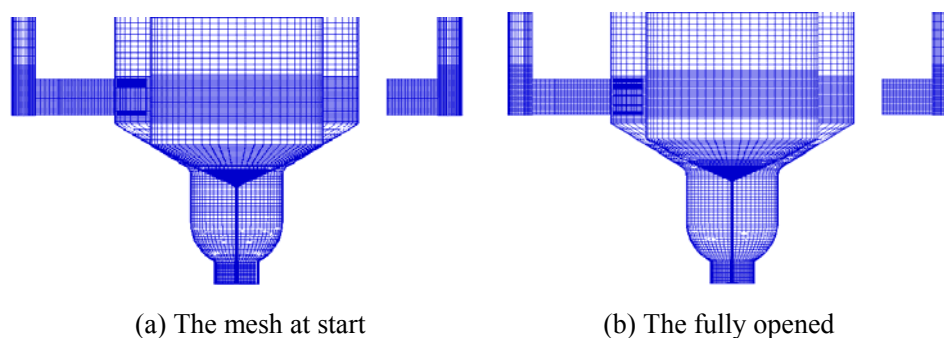


Fig. 3-8 Needle positions

ニードルのリフト量が 0 の場合、格子が作成できないため計算開始時のニードルのリフト量を 0.005mm に設置した。ニードルの全開状態のリフト量は 0.05mm とした。図 3-8 に二つのニードル位置の格子を示す。図 3-9 にシミュレーションに使ったニードルリフトを示す。

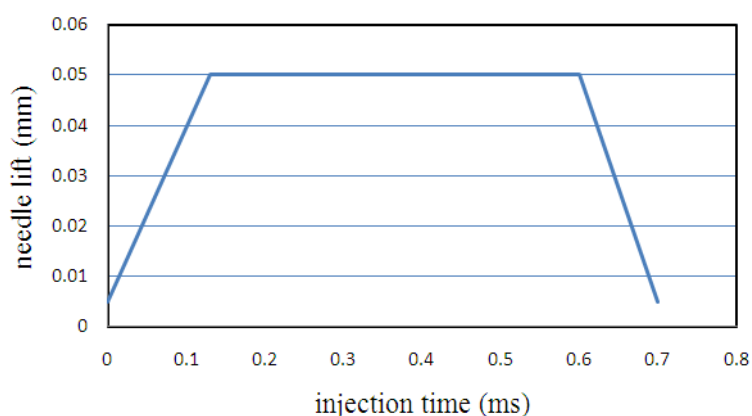


Fig.3-9 Needle lift used in simulations

シミュレーションの条件を表 3-2 に示す。本計算条件は実験条件と一致するように定めた。

Table 3-2 Simulation condition

Injection duration	0.7ms
Inlet pressure	10MPa、6MPa
Outlet pressure	0.1MPa、1.1MPa
Fuel temperature	293K

3.5 雰囲気圧力がインジェクタ内流れに与える影響

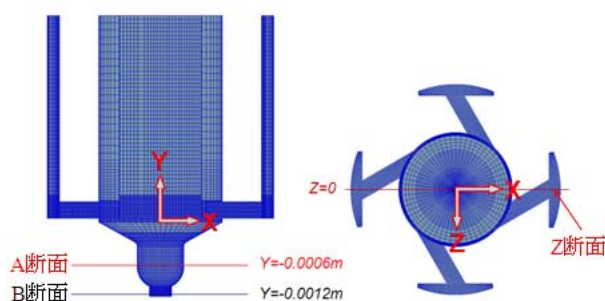
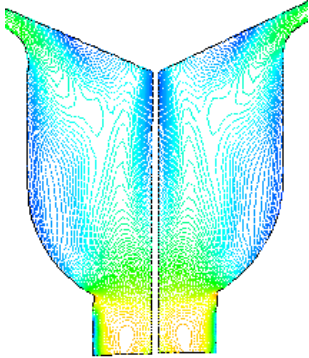
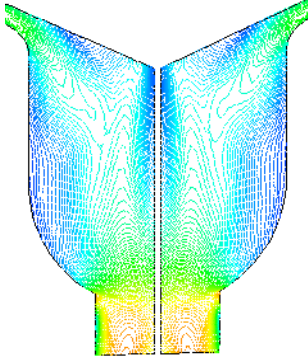
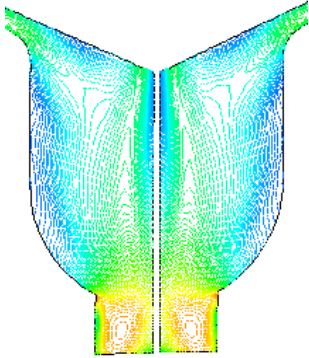
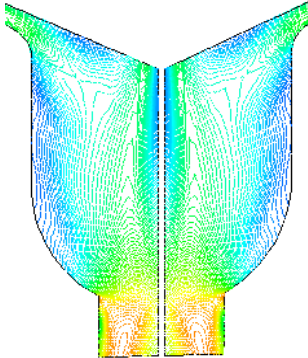
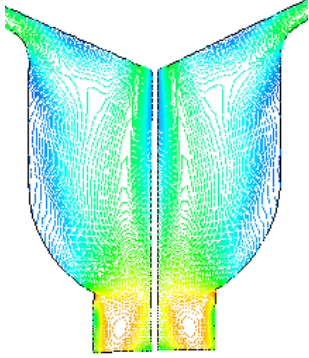
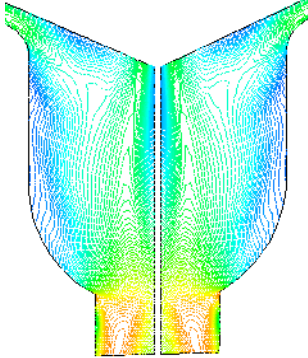
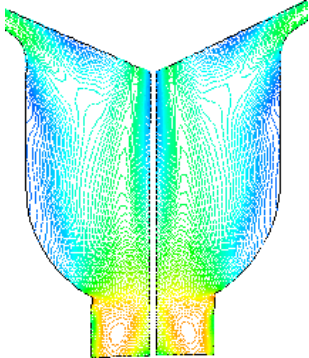
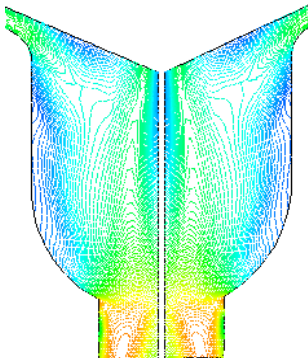


Fig.3-10 Planes used in the result analysis

図 3-10 にシミュレーションの結果の分析に用いた断面位置を示す。SAC 容積中の流速特性について $Y = -6 \times 10^{-4} m$ の断面を用いて分析する。 $Y = -1.2 \times 10^{-3} m$ の断面は出口の直近である。この位置を出口と取り扱うことで、噴口の流体状態を分析することができる。シール部分から出口まで流体の変化を分析するために、 $Z = 0$ の断面を設置した。

図 3-11 に雰囲気圧力を変化させた場合の $Z = 0$ 断面の流速を示す。雰囲気条件によらず、シール部分とインジェクタホールの流速は他の部分（SAC 容積など）に比べて流速が大きく、すべての条件で流速分布は軸対称となる。雰囲気圧力を変化させた場合、インジェクタホール上方部分は流速の分布は似ているが、インジェクタホール内流れは異なる。高雰囲気圧力の場合には、流れが安定となる前に出口及びその近くに速度が大きい部分があり、安定状態へ発展するとともに速度の大きい部分はインジェクタホールの中心軸方向に移動する。低雰囲気圧力の場合においても、速度が大きい部分はホールの中心に向かって移動するが、その程度は高雰囲気圧力の場合に比べて非常に小さい。0.1MPa の雰囲気圧力の場合には出口付近の最大速度は 150m/s であり、1.1MPa の雰囲気圧力の場合の出口付近の最大速度は 145m/s だった。以上の結果から、雰囲気圧力が出口付近の速度に与える影響は著しいことが明らかになった。

	1.1MPa	0.1MPa
0.12ms		
0.24ms		
0.36ms		
0.48ms		

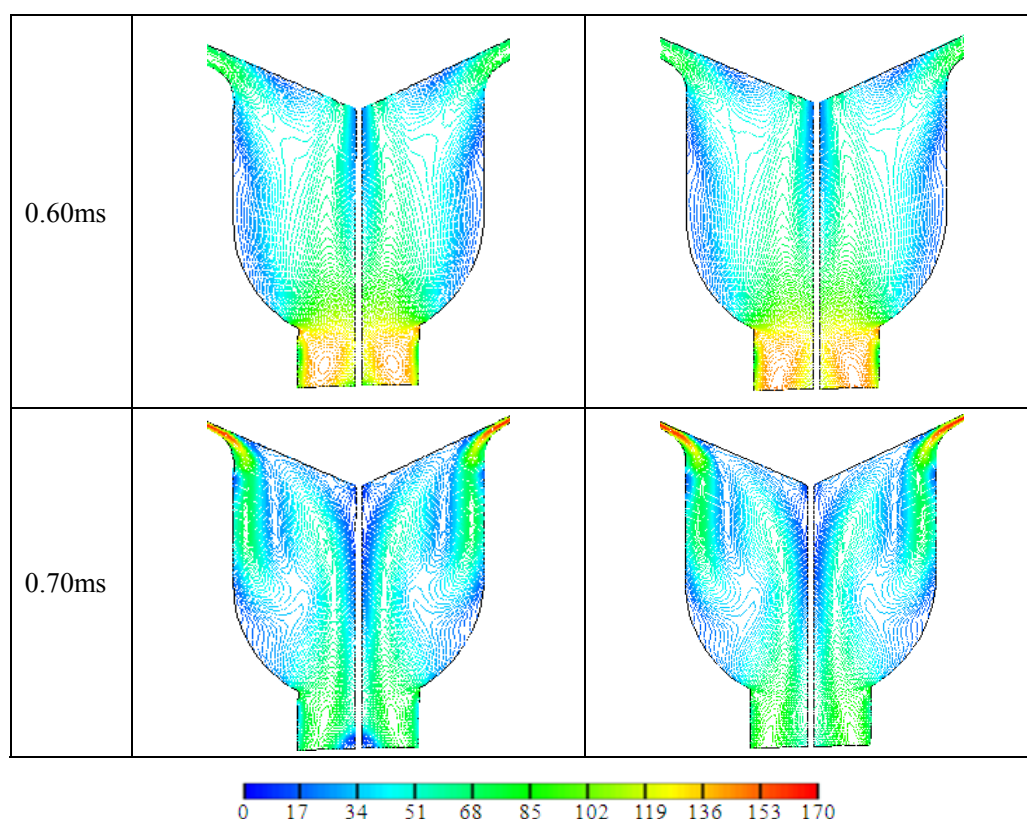
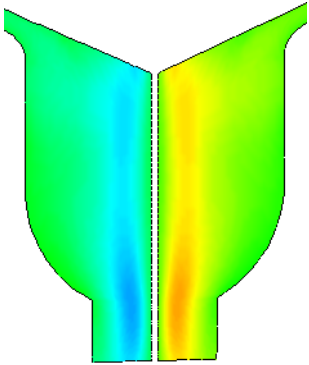
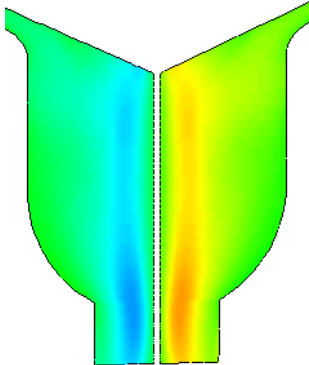
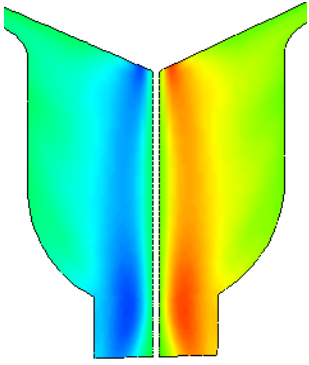
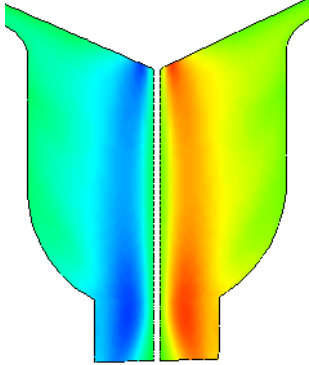
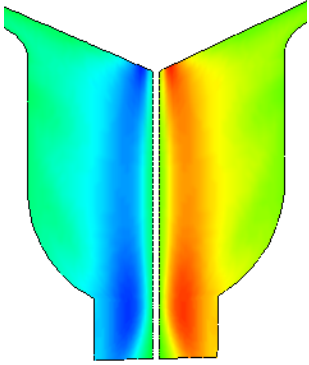
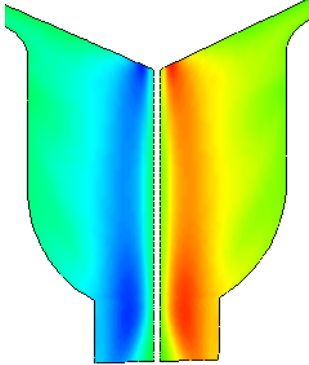
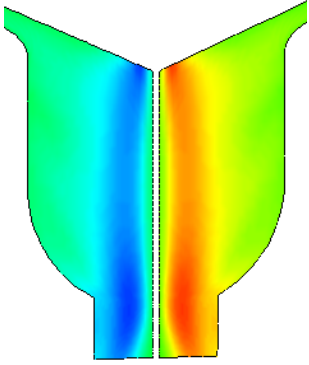
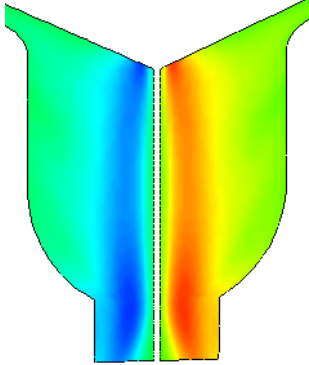


Fig. 3-11 The total velocity of the internal flow under two kinds of back pressure (m/s)

図 3-12 に $Z=0$ 断面の Z 方向の速度を示す。色は速度の大きさと方向を表す。赤色は紙の表に向かう成分で、青色は赤色と相反する方向である。結果から、雰囲気圧力と関係なく、インジェクタホールではインジェクタの軸を中心とする回転流れを形成することが分かった。噴射開始時では、静止流体が噴出する影響が現れたため、インジェクタ中の回転速度が小さくなる。その静止流体は、SAC 容積中だけでなくスワールスロット中にも存在する。噴射開始後、時間とともに静止燃料が少なくなり回転速度が大きくなった。

$Z=0$ 断面の Z 方向の速度分布によると、SAC 容積中の半径位置により角速度が非常に異なる。一般的に、角速度が同じ場合速度は半径の増加とともに線形に増加するはずである。しかし計算結果が示しているように、半径が大きい位置では逆に速度は小さくなった。これは、SAC 容積内の異なる半径位置に対して角速度が異なることを示している。その原因は二つ考えられる。一つは SAC 容積の半径と長さが噴射ホールより大きいことである。もう一つは SAC 容積に流入する流体の速度に、軸方向とスワール速度成分以外でインジェクタの中心に向かう半径方向の速度を持つことである。二種類の雰囲気圧力での $Z=0$ 断面の Z 方向の速度は非常に似ているが、出口の近くに少し違いがあった。

	Back pressure 1.1MPa	Back pressure 0.1MPa
0.12ms		
0.24ms		
0.36ms		
0.48ms		

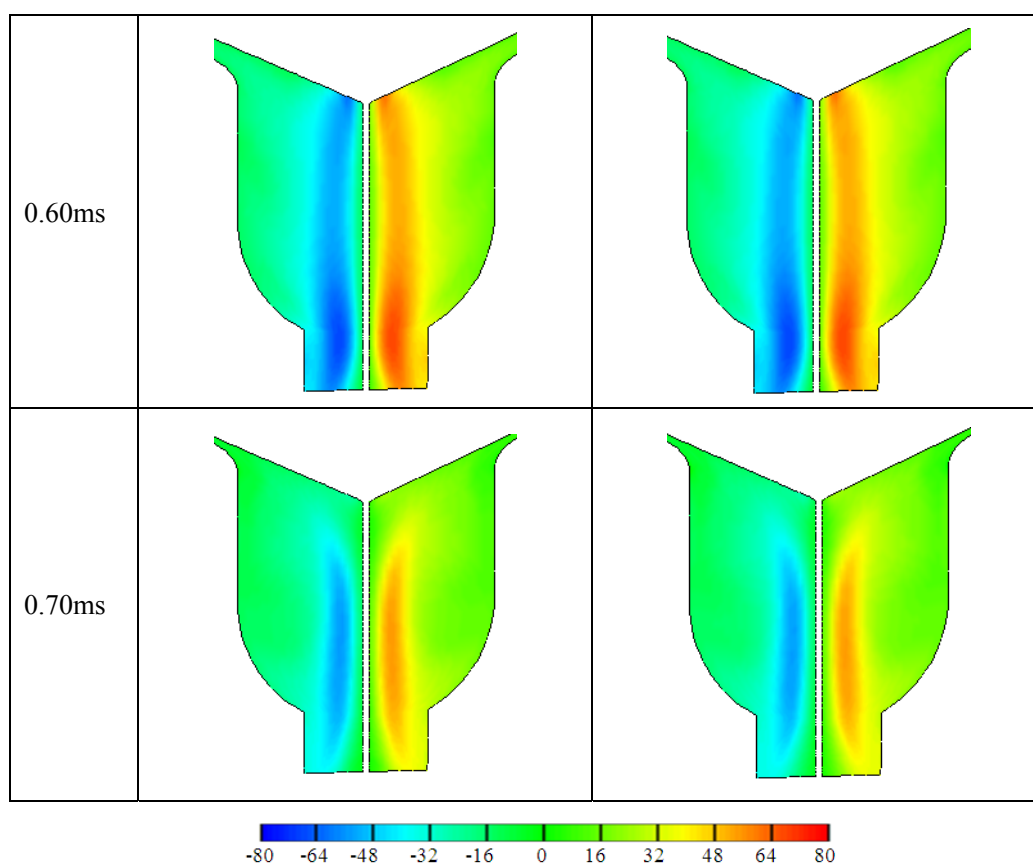
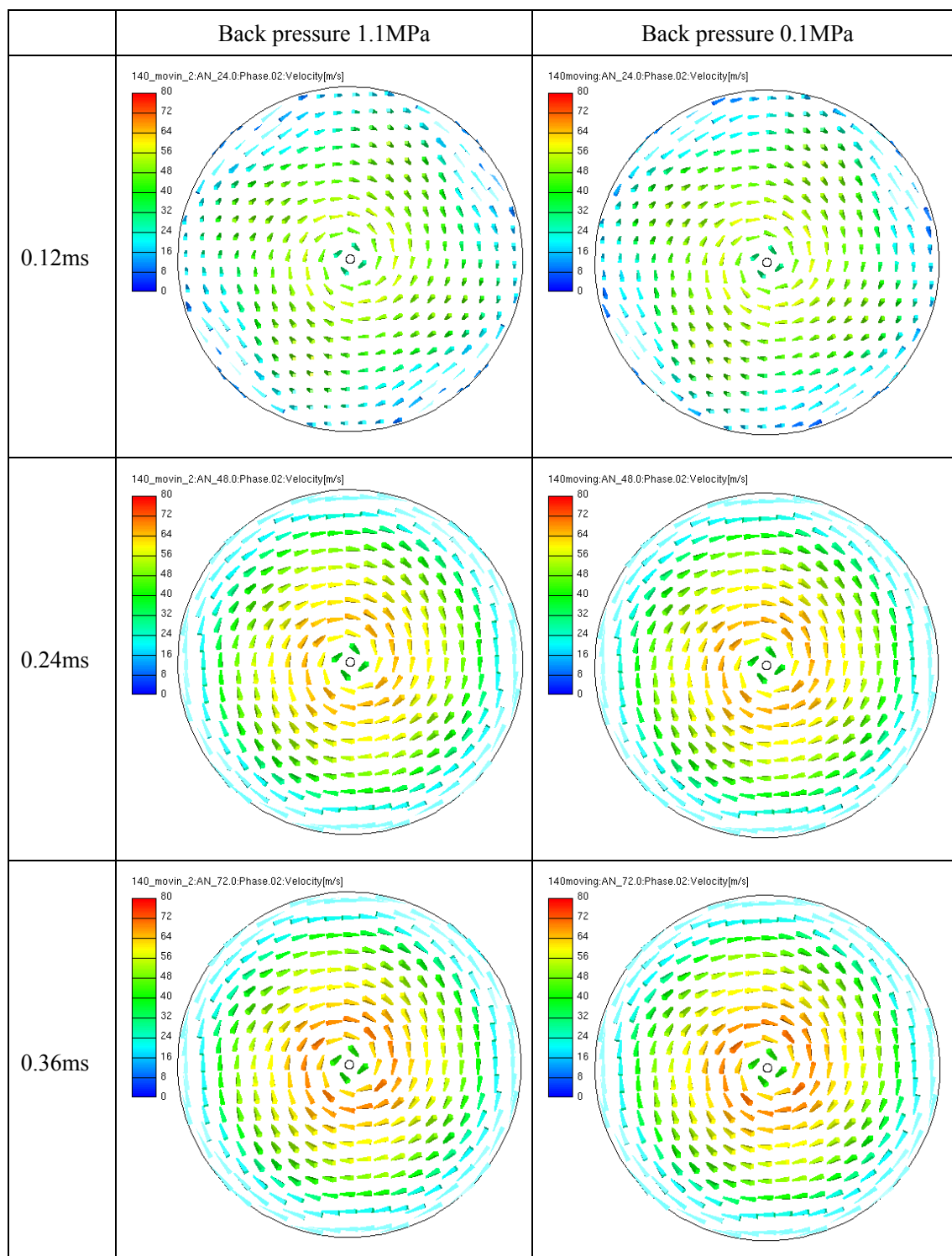


Fig. 3-12 The velocity component of the Z-direction on the $Z=0$ plane (m/s)

図 3-13 に 1.1MPa と 0.1MPa の二種類の雰囲気圧力における $Y=-6 \times 10^{-4}m$ 断面の速度を示す。図では色で速度の大きさを、矢印で速度の方向を示す。矢印の方向は、面積が大きい部分から頂点まで指す。どちらの場合も噴射過程での断面の速度は増加した後に減少することが明らかになった。また二種類の雰囲気圧力条件で、 $Y=-6 \times 10^{-4}m$ 断面の速度はほぼ同じ結果となった。この結果から雰囲気圧力が SAC 容積の速度に与える影響は非常に小さいことが分かる。



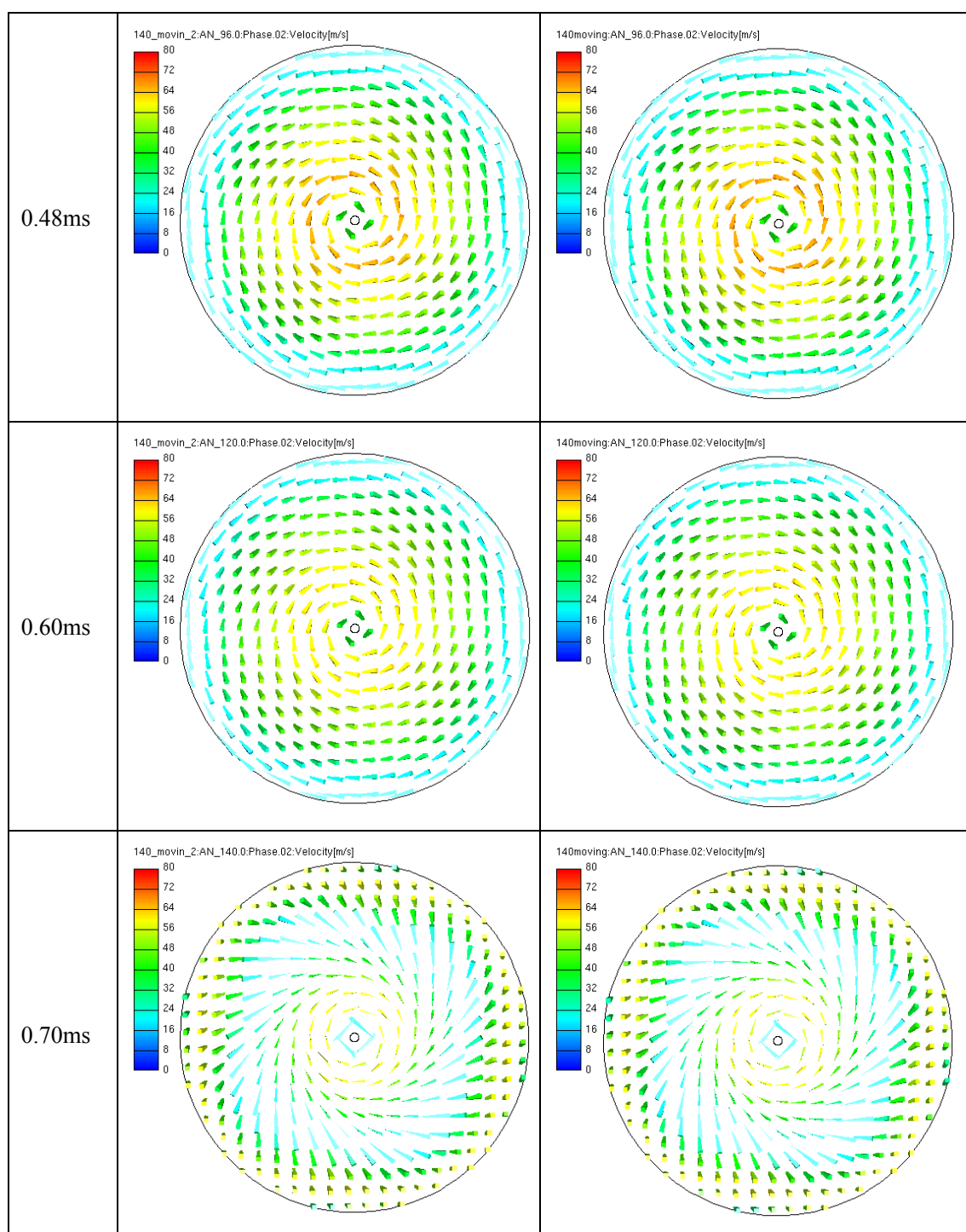
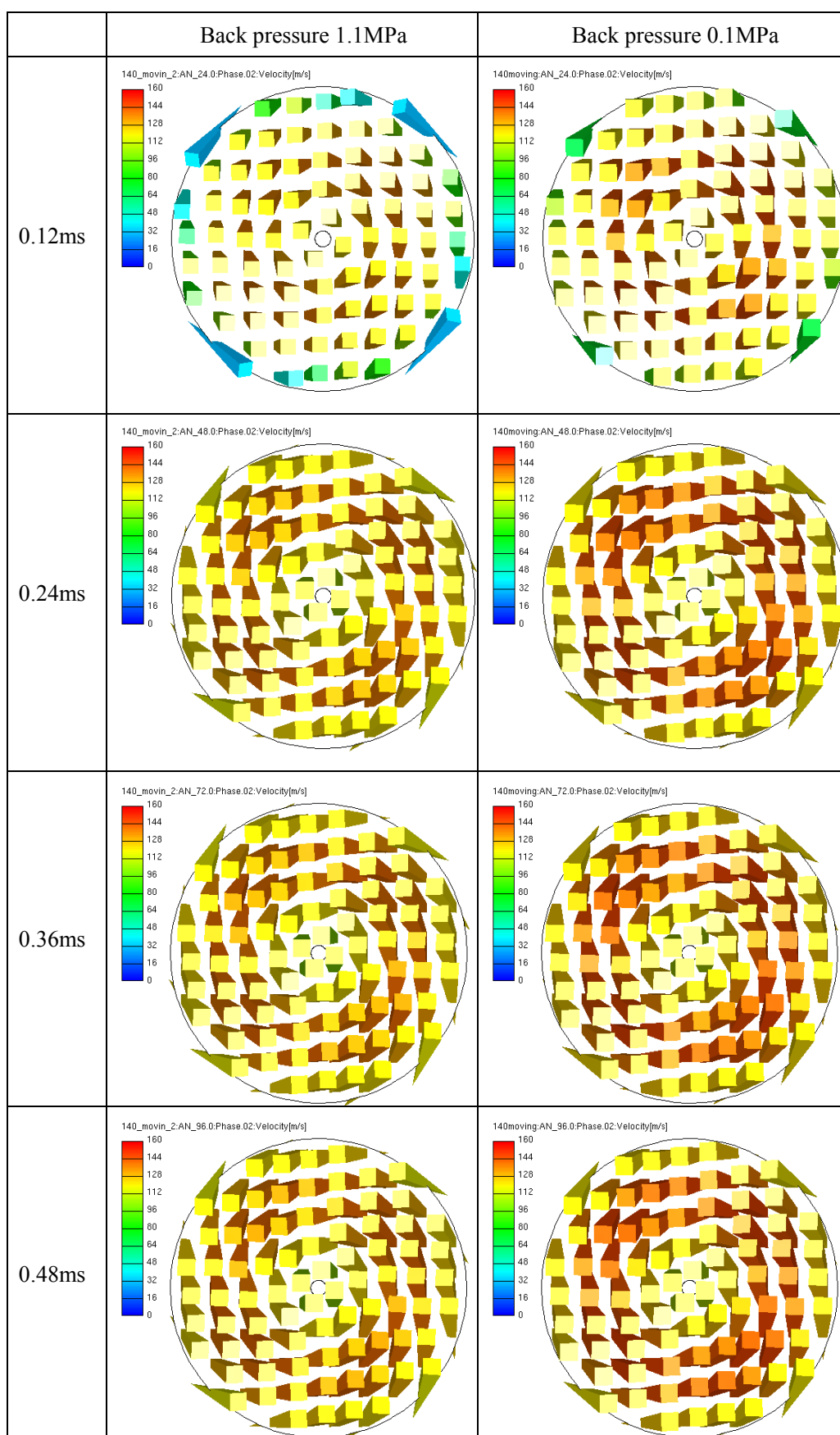


Fig. 3-13 The velocity on the $Y=-6 \times 10^{-4}m$ plane

図 3-14 に 1.1MPa と 0.1MPa の二種類の雰囲気圧力に $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ 断面の速度を示す。 $Y=-6 \times 10^{-4}m$ 断面の速度に比べ、 $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ 断面の速度は不均一である。また、雰囲気圧力の影響を比較すると 0.1MPa の雰囲気圧力での $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ 断面の速度は、1.1MPa の雰囲気圧力のときより大きく、噴射終了段階(0.6ms~0.7ms)に回転速度の成分の割合が増えていることが分かる。



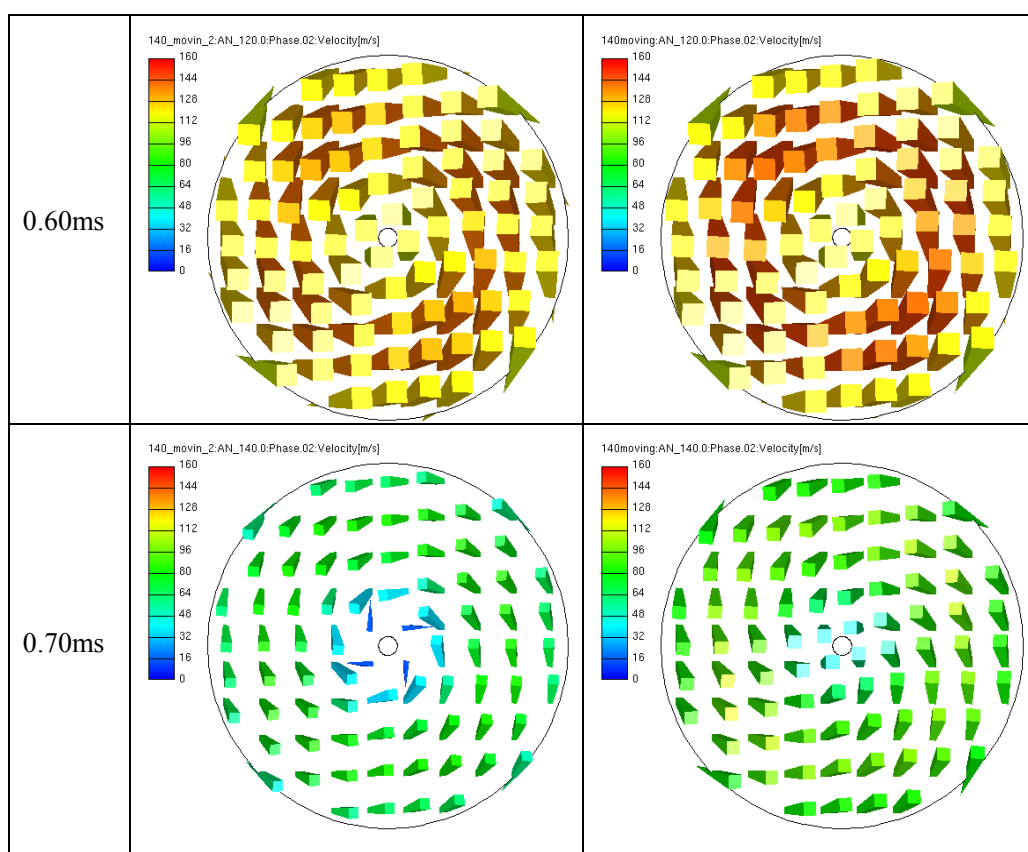


Fig. 3-14 The velocity on the $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ plane

スワール速度の強さを説明するために、速度比（velocity ratio: VR）というパラメータを定義する。速度比の定義を式 3-1 に示す。

$$\text{速度比 (VR)} = \text{半径方向の平均速度} / \text{軸方向の平均速度} \quad (3-1)$$

本研究ではこの VR をインジェクタのスワールの状態の強さのパラメータとし、インジェクタ内流れの分析に用いる。図 3-15 と図 3-16 に二つ断面の VR を示す。図 3-15 は $Y=-6 \times 10^{-4} m$ 断面の VR であり、図 3-16 は $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ 断面の VR である。二種類の雰囲気圧力に対して $Y=-6 \times 10^{-4} m$ 断面の VR はほぼ同程度だった。一方、 $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ 断面における二種類の雰囲気圧力での VR の傾向は似ているものの定量的には一致していない。噴射開始段階 (0.2ms まで) 以外に 0.1MPa の雰囲気圧力の VR は 1.1MPa の雰囲気圧力より小さくなった。同じ雰囲気圧力に対して異なる二つの断面の VR を比較すると、噴口に近い断面ではインジェクタの SAC 容積と噴射ホールの整流作用により VR が小さくなる。

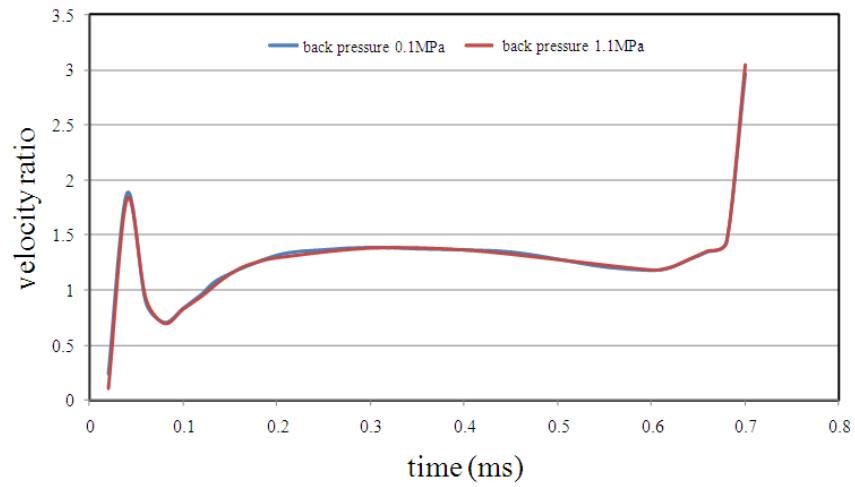


Fig. 3-15 The velocity ratio on the $Y=-6\times 10^{-4}m$ plane

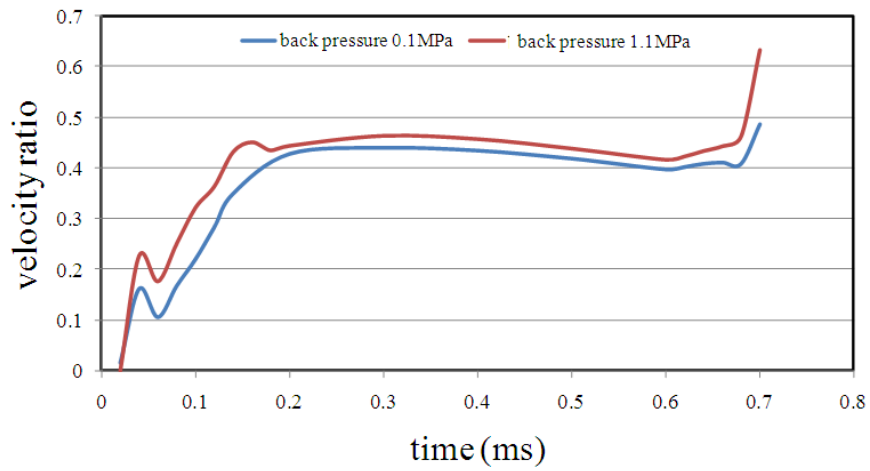


Fig. 3-16 The velocity ratio on the $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ plane

図 3-17 に $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ 断面の平均速度を示す。それによると、0.1MPa の雰囲気圧力の出口の噴射速度は 1.1MPa の雰囲気圧力の場合より大きい。

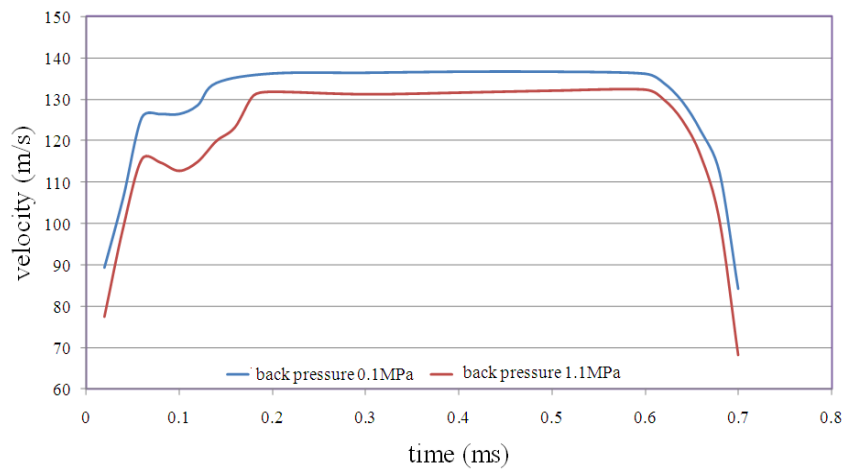
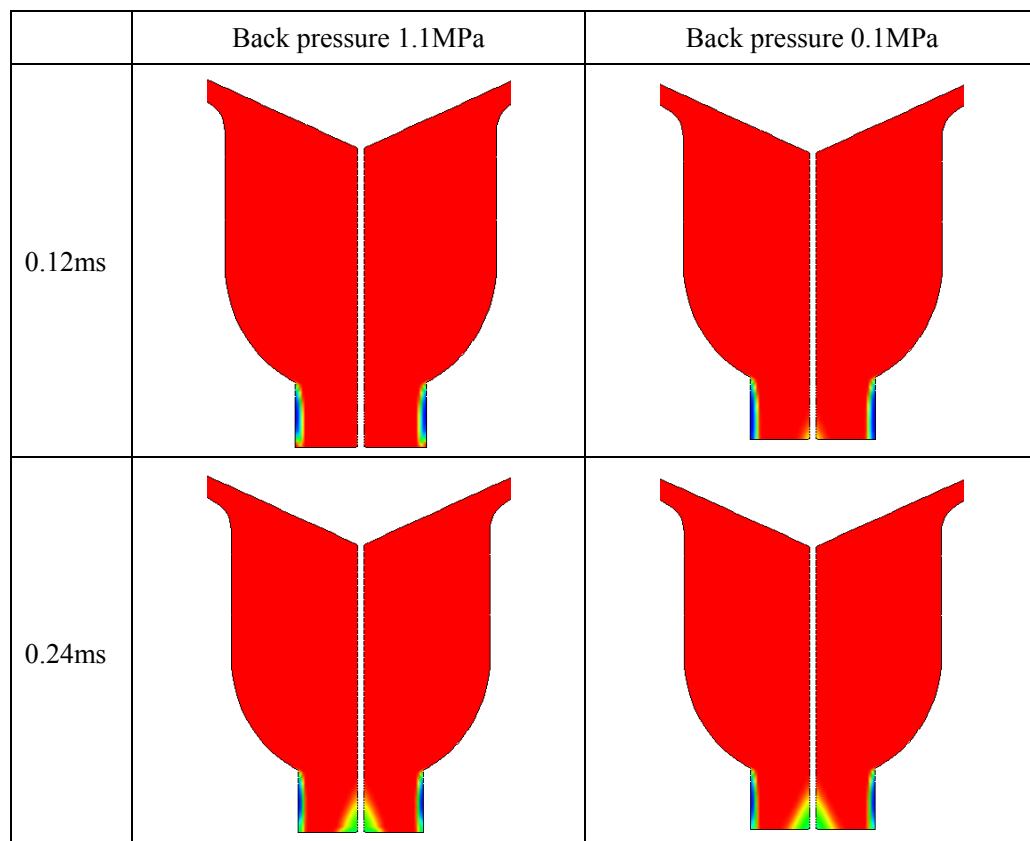


Fig. 3-17 The average velocity on the $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ plane

図 3-18 にインジェクタの $Z=0$ 断面における気相と液相の分布を示す。噴射の全過程に噴射ホール壁の付近にキャビテーションが発生している様子が分かる。噴射ホール中心におけるキャビテーションは噴射開始では現れなかった。噴射開始後すぐにインジェクタ出口速度は大きくなり、噴射ホール壁の付近にキャビテーションが現れる。それに対し、噴射ホール中心のキャビテーションは SAC 容積中の静止流体が噴射した後、スワールスロットからのスワール成分を持つ流体が噴射ホールに流入することで発生する。そのため、噴射ホール中心のキャビテーションは噴射開始から発生までに時間差が生じる。ニードルを閉める動作は流出流量を減らすことになり、流速が小さくなり噴射ホール壁付近のキャビテーションは少なくなる。それに対し、出口の VR が大きくなることによりインジェクタホールの中心でキャビテーションは大きくなった。図 3-18 の右の部分は、雰囲気圧力が 0.1MPa のキャビテーションの分布である。0.1MPa の雰囲気圧力では、1.1MPa の雰囲気圧力より中心のキャビテーションの発生が速く、噴射終了時のキャビテーションの範囲は大きくなった。詳しく比較すると、低雰囲気圧力の安定な噴射段階でのキャビテーションの範囲が高雰囲気圧力より大きいことが明らかになった。



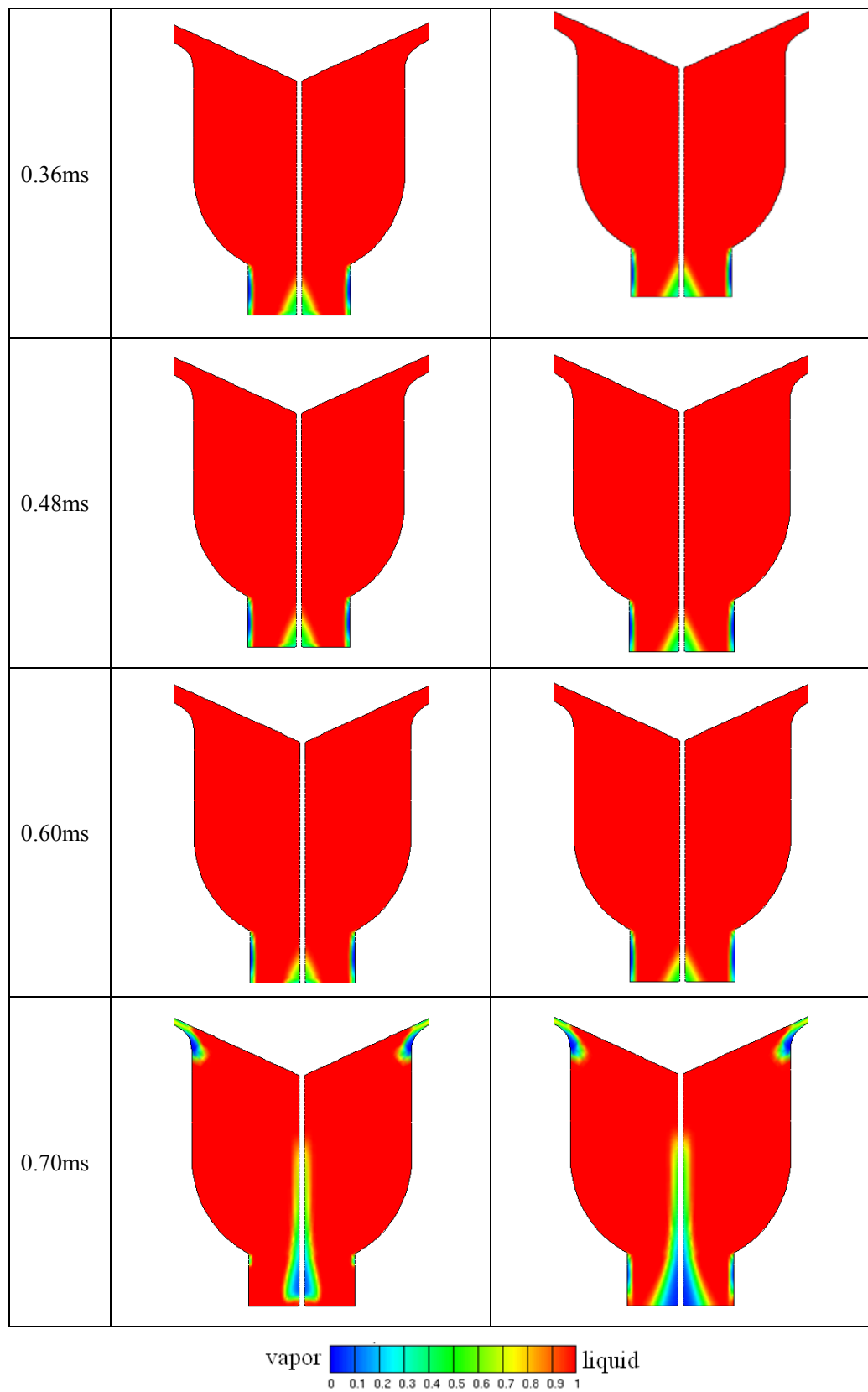


Fig. 3-18 The cavitation distribution under the two back pressures

図 3-19 は $Y=-1.2\times10^{-3}m$ 断面での二種類雰囲気圧力のキャビテーション率を示している。キャビテーション率は、断面の気相面積の割合である。図によると、 $Y=-1.2\times10^{-3}m$ 断面において 0.1MPa の雰囲気圧力のキャビテーション率は 1.1MPa の雰囲気圧力の場合より大きいことが分かる。このことから、雰囲気圧力が出口のキャビテーション率に影響を与えることが分かる。

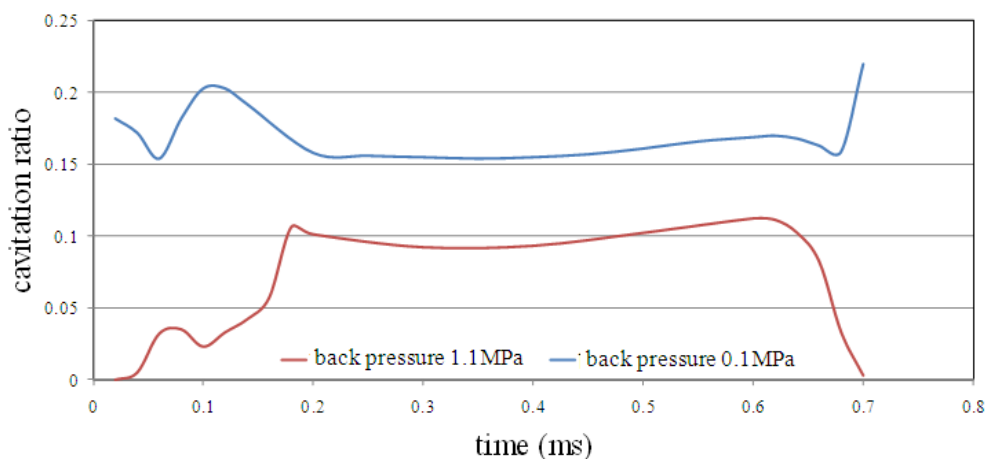


Fig. 3-19 The cavitation ratio on the $Y=-1.2\times10^{-3}m$ plane under the two back pressure

図 3-20 に 1.1MPa の雰囲気圧力に実験とシミュレーションの噴射率の比較を示す。図から、安定段階において実験とシミュレーションの平均噴射率がほぼ同じであることが示された。実験とシミュレーションの噴射圧力と雰囲気圧力は同じでありものの噴射持続期は異なる。実験とシミュレーションの噴射率が異なる原因は、シミュレーションに使ったニードルの動的特性が実験に用いたものと異なるためである。

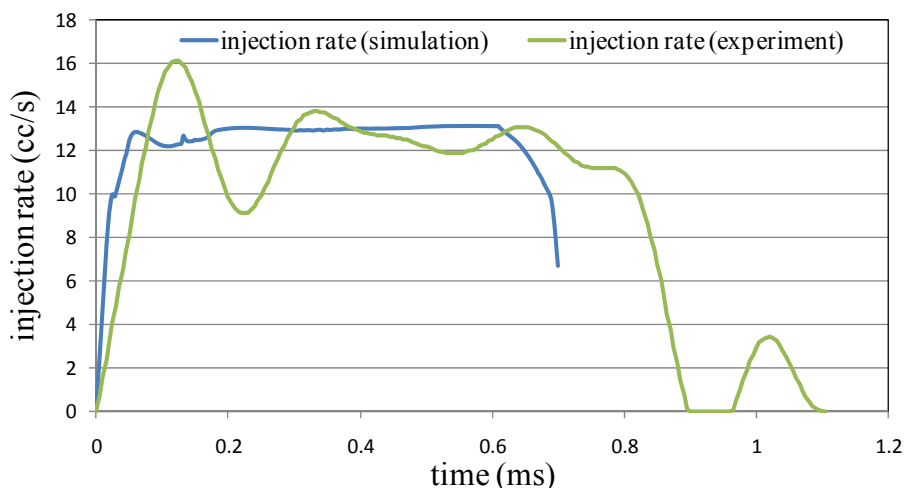
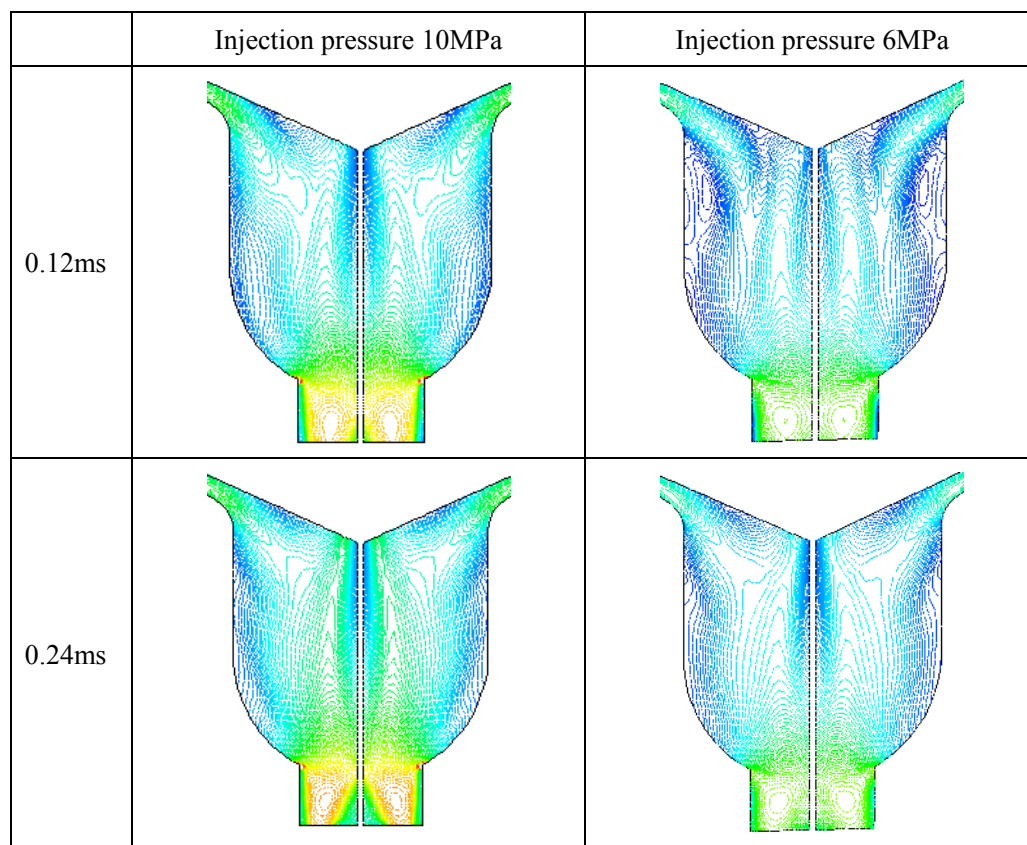


Fig. 3-20 The comparison of injection rate between simulation and experiment

3.6 燃料噴射圧力がインジェクタ内流れに与える影響

燃料噴射圧力がインジェクタ内流れに与える影響を研究するために、同じ計算モデルを使い、モデル入口の境界条件を変化させて計算を行った。前節のシミュレーションの入口の圧力は 10MPa であり、今回シミュレーションでの入口の圧力は 6MPa とした。出口の雰囲気圧力は 1.1MPa とした。本節は前節のシミュレーションの結果との比較により、燃料噴射圧力がインジェクタ内流れに与える影響を速度とキャビテーションを用いて説明する。

図 3-21 に 6MPa の噴射圧力でのインジェクタ内部の流速と 10MPa の噴射圧力条件の場合の比較を示す。6MPa の噴射圧力では流速は 10MPa の噴射圧力の場合より約三分の二になった。10MPa の噴射圧力の場合には最高速度が約 145m/s であり、6MPa の噴射圧力の場合では最高速度が約 100m/s であった。終了段階の直前では、二種類の燃料圧力の SAC 容積の速度分布はほぼ同じだった。10MPa の噴射圧力の場合、終了段階に流体はシール部分から SAC 容積の壁に沿い、SAC 容積室に流入する。6MPa の噴射圧力の場合では終了段階と安定噴射段階において SAC 容積室中の速度の分布が似ていた。噴射終了段階まで 6MPa の噴射圧力でのインジェクタホール中最高速度の位置は 10MPa 噴射圧力の場合より高かった。噴射終了段階において、6MPa 噴射圧力のインジェクタホールの最高速度の範囲は出口まで拡大することが示された。



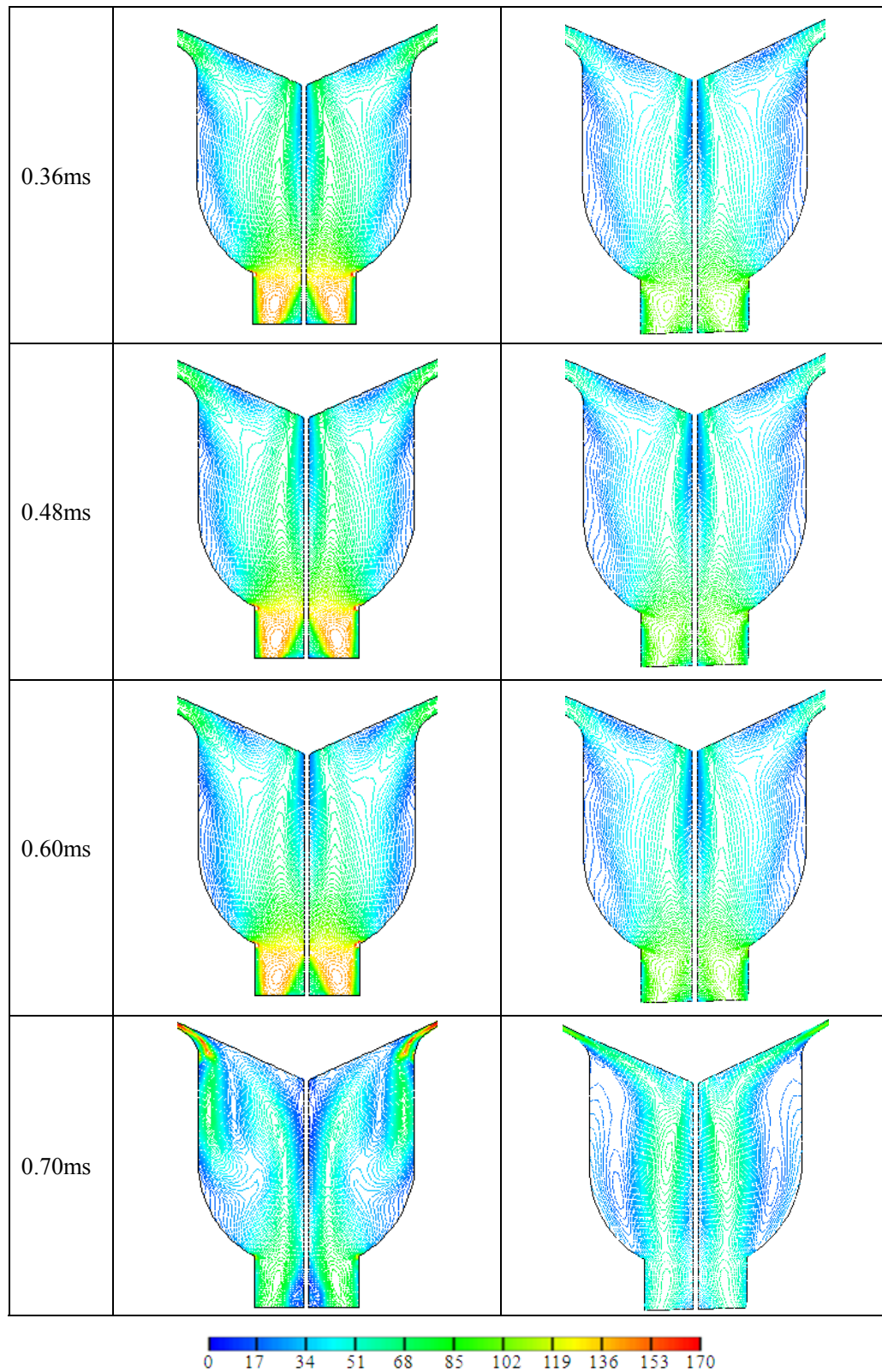
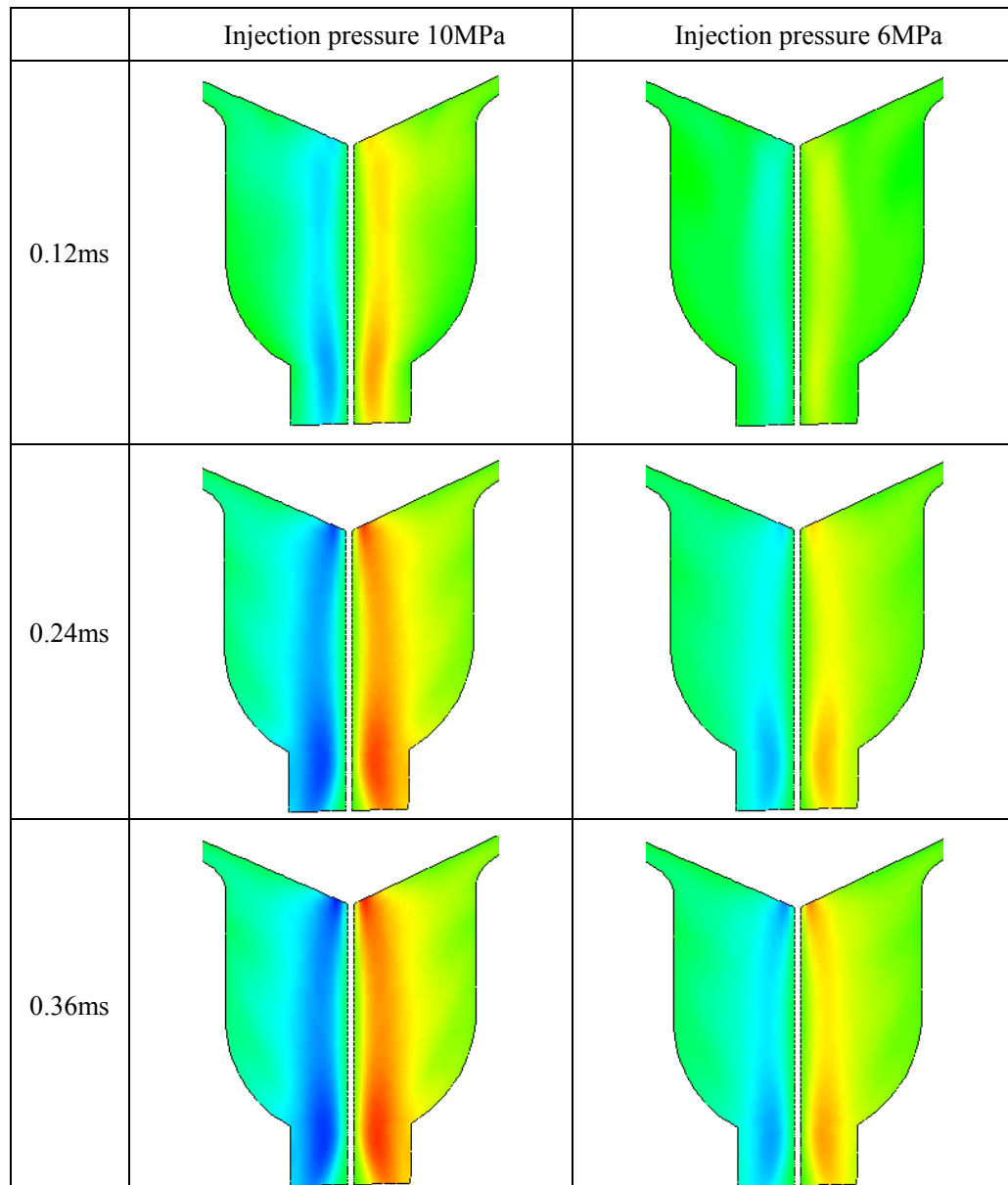


Fig. 3-21 Comparison of velocity on the $Z=0$ plane under different injection pressures (m/s)

図 3-22 に 6MPa と 10MPa の二種類の噴射圧力での $Z=0$ 断面の Z 方向速度を比較する。予想と同じように、噴射圧力を下げるとともに $Z=0$ 断面の Z 方向速度は小さくなる。噴射終了段階まで $Z=0$ 断面の Z 方向速度の分布は同様の傾向である。噴射終了段階において、6MPa の噴射圧力の場合には $Z=0$ 断面の Z 方向最高速度が SAC 容積の上部にあり、10MPa 噴射圧力の場合には $Z=0$ 断面の Z 方向最高速度が SAC 容積の中下部にあった。



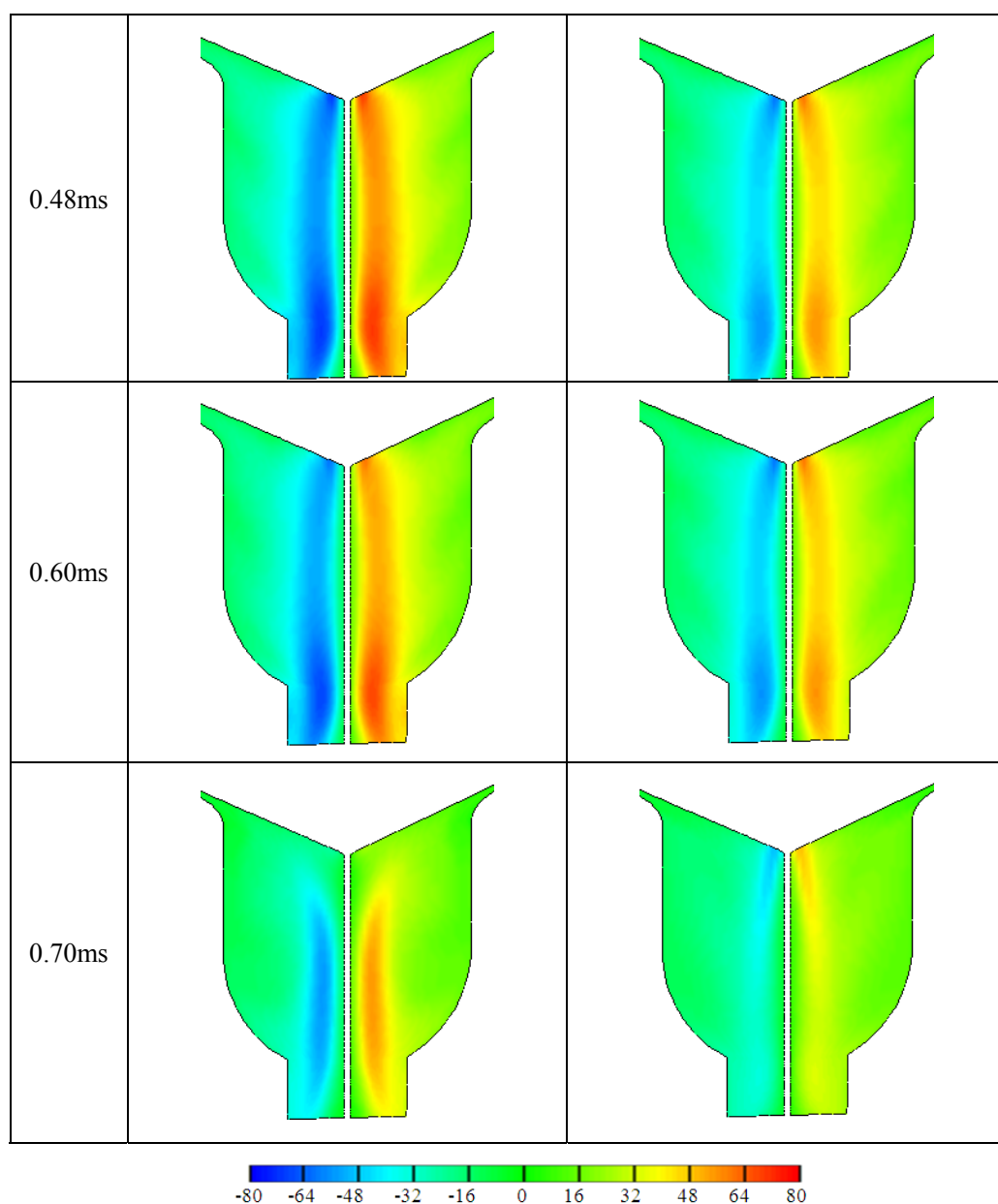
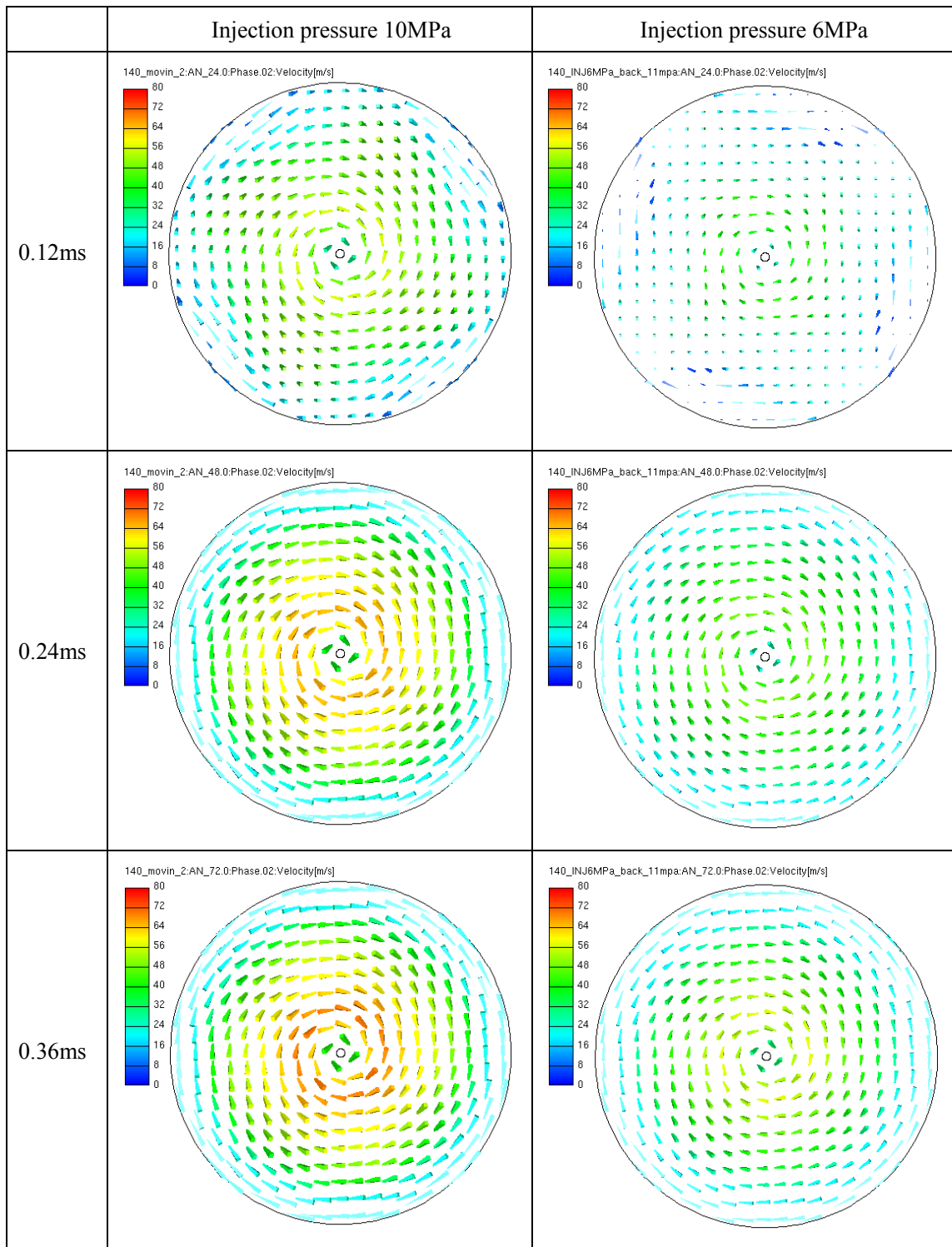


Fig. 3-22 Comparison of velocity of Z-direction on the $Z=0$ plane (m/s)

図 3-23 に 6MPa と 10MPa の二種類の噴射圧力の場合の $Y=-6 \times 10^{-4}m$ 断面の速度を示す。前述のように 6MPa の噴射圧力での速度は 10MPa の噴射圧力の結果より小さかった。噴射の始まる時では、二種類の噴射圧力のインジェクタ内流れは、 $Y=-6 \times 10^{-4}m$ の断面の周方向速度に不均一性が見られた。噴射とともに $Y=-6 \times 10^{-4}m$ の断面速度は徐々に周方向に均一となった。噴射終了段階において、二種類の噴射圧力での $Y=-6 \times 10^{-4}m$ 断面の半径方向の速度は増加するものの、速度分布は異なる。10MPa の噴射圧力では外側部分の半径方向速度が大きくなり、6MPa の噴射圧力では噴射終了段階で $Y=-6 \times 10^{-4}m$ 断面の中心部の速度が 10MPa の場合より大きい。



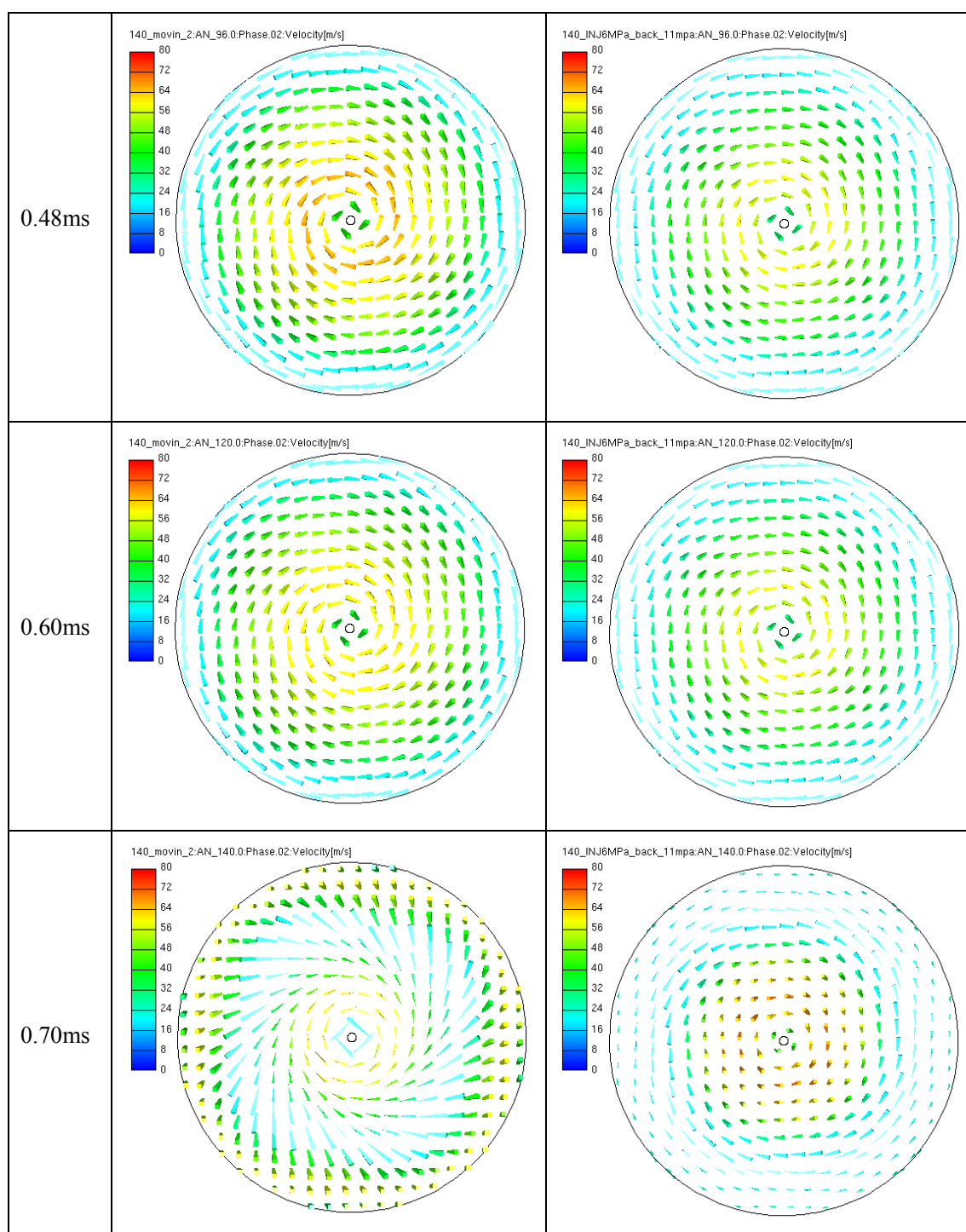
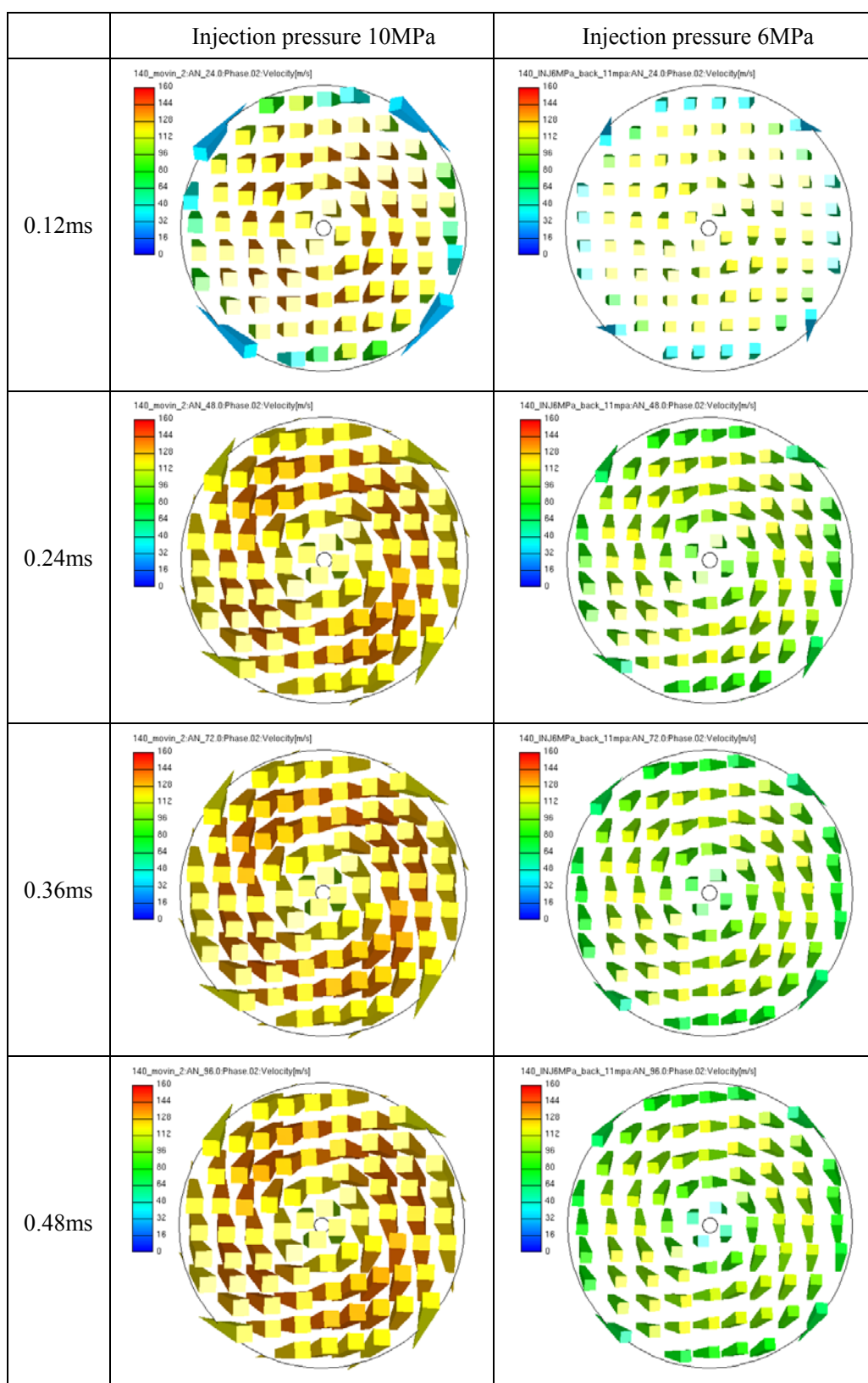


Fig. 3-23 Velocity on the $Y = -6 \times 10^{-4} \text{ m}$ plane under different injection pressures

図 3-24 に 6MPa と 10MPa の二種類の噴射圧力における $Y = -1.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ 断面の速度の比較を示す。噴射開始段階では $Y = -1.2 \times 10^{-3} \text{ m}$ 断面の半径方向速度は小さい。噴射時間とともに半径方向速度は徐々に大きくなった。噴射開始段階以外では二種類噴射圧力での速度の傾向はほぼ同じであり、周方向速度の数値の不均一性が見られた。



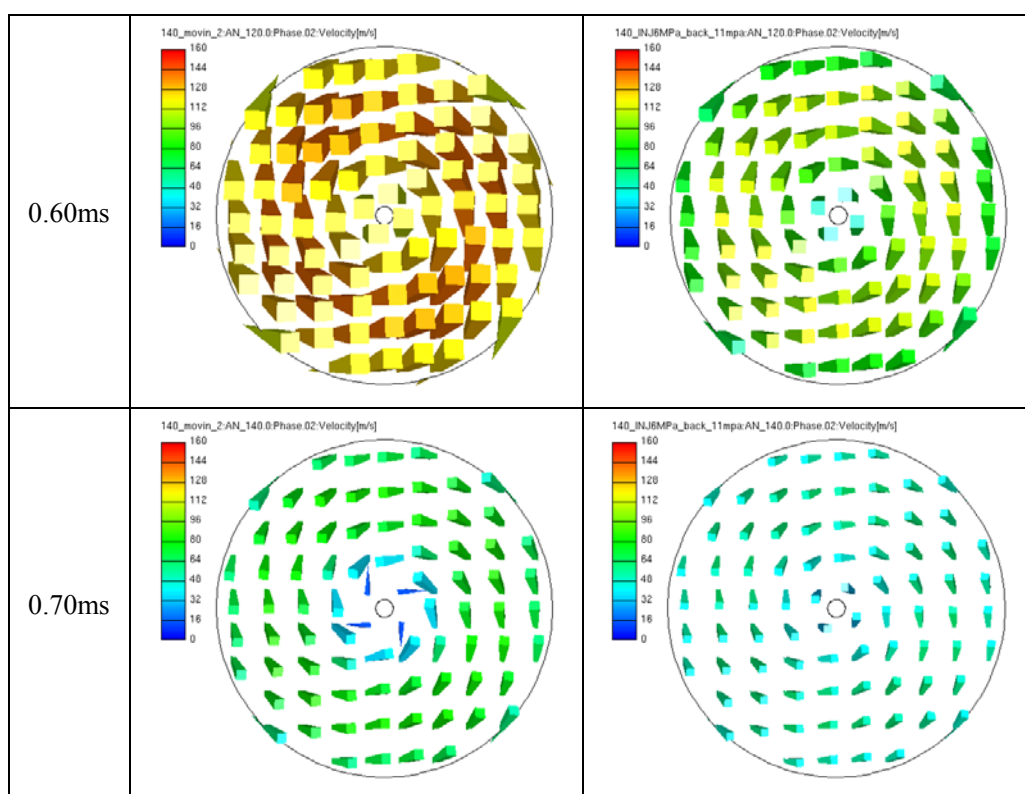


Fig. 3-24 Velocity on the $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ plane under different injection pressures

図 3-25 と図 3-26 に二種類の噴射圧力に対する二つの断面の VR を示す。図より以下の二つのことが明らかになった。第一は、同じ噴射圧力であっても異なる断面では VR が異なることである。インジェクタホール中の VR は SAC 容積で小さい。インジェクタの下流の部分は、SAC 容積とインジェクタホールの整流作用が原因で VR が大幅に低下している。これも噴霧角が小さくなる原因である。第二は同じ断面において異なる噴射圧力の VR はお互いに傾向が同じになることである。燃料噴射圧力が各断面の VR に与える影響は小さく、インジェクタの設計が VR に対する重要なパラメータだと言える。

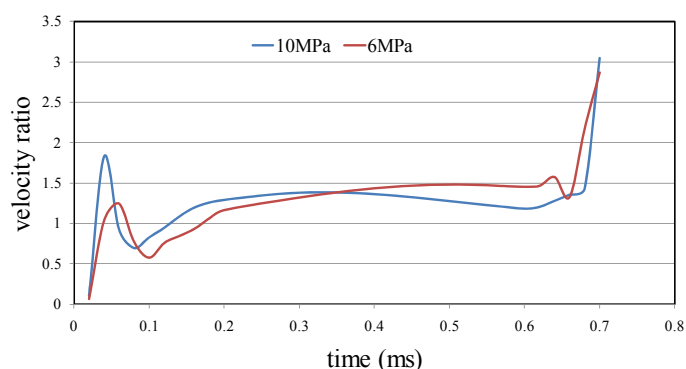


Fig. 3-25 Velocity ratio on the $Y=-6 \times 10^{-4}m$ plane under different injection pressures

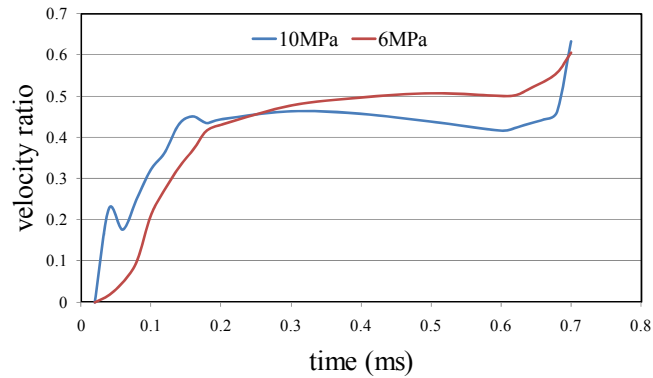


Fig. 3-26 Velocity ratio on the $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ plane under different injection pressures

図 3-27 は $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ 断面における二種類の雰囲気圧力での平均速度を示している。10MPa の噴射圧力での平均速度は 6MPa の噴射圧力より大きい。その原因は、理論的に噴射速度がインジェクタの入口と出口の圧力差の平方根に比例するためである。

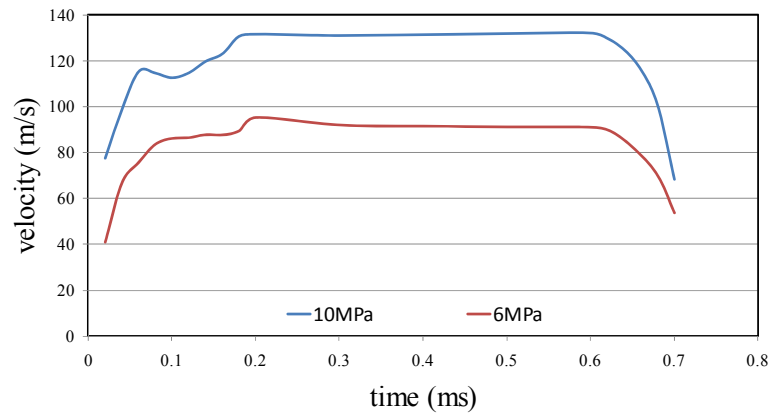


Fig. 3-27 Average velocity on the $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ plane under different injection pressures

図 3-28 に二種類の圧力条件での噴射率を示す。図 3-27 が示した出口の噴射速度は、6MPa の噴射圧力の噴射率の方が 10MPa の噴射圧力条件の結果より小さくなった。

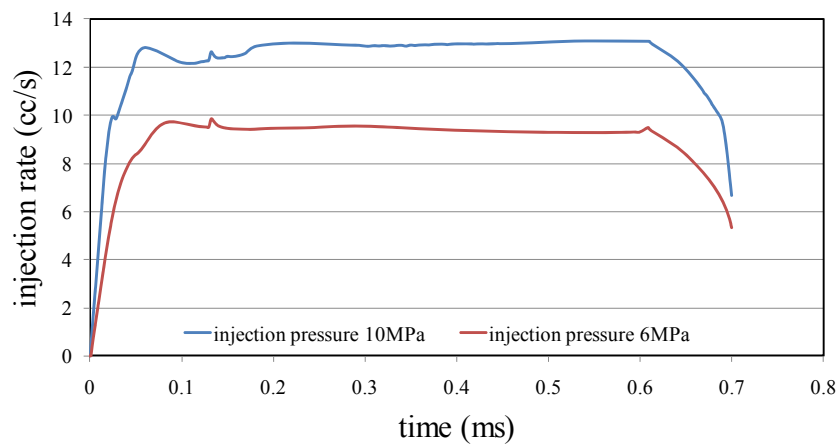
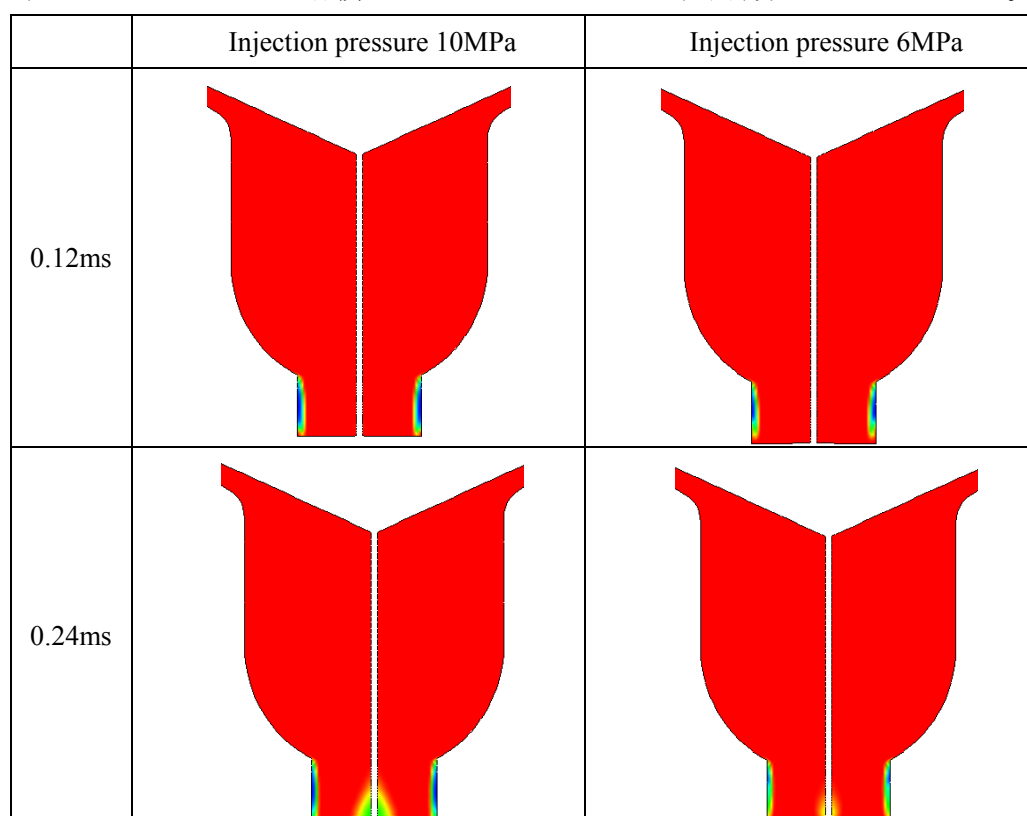


Fig. 3-28 Injection rate under different injection pressures

図 3-29 に二種類の噴射圧力条件での $Z=0$ 断面のキャビテーションの分布を示す。結果から、噴射圧力はインジェクタホールのキャビテーション分布に影響を与えることが分かる。噴射開始段階に 6MPa 噴射圧力のキャビテーション分布は 10MPa 噴射圧力と似ており、インジェクタホール壁の付近だけにキャビテーションがある。一方、噴射時間とともに、ホールの出口中心付近にキャビテーションが生じ、発生したキャビテーションは時間とともに大きくなる。6MPa の噴射圧力でのキャビテーション分布は 10MPa の噴射圧力と異なるところは三つある。第一に 10MPa の噴射圧力ではインジェクタホール壁付近のキャビテーション分布が開始から終了までほぼ同じであり、6MPa の噴射圧力では噴射時間とともにインジェクタホール壁付近のキャビテーションの範囲が小さくなることである。第二に 6MPa の噴射圧力におけるインジェクタホール中心のキャビテーションは 10MPa 噴射圧力の場合より小さくなることである。第三に終了段階での 6MPa の噴射圧力条件ではインジェクタ中のキャビテーションが SAC 容積の上部にあり、10MPa の噴射圧力条件ではインジェクタ内のキャビテーションは SAC 容積とインジェクタホールの中下部分にあることである。



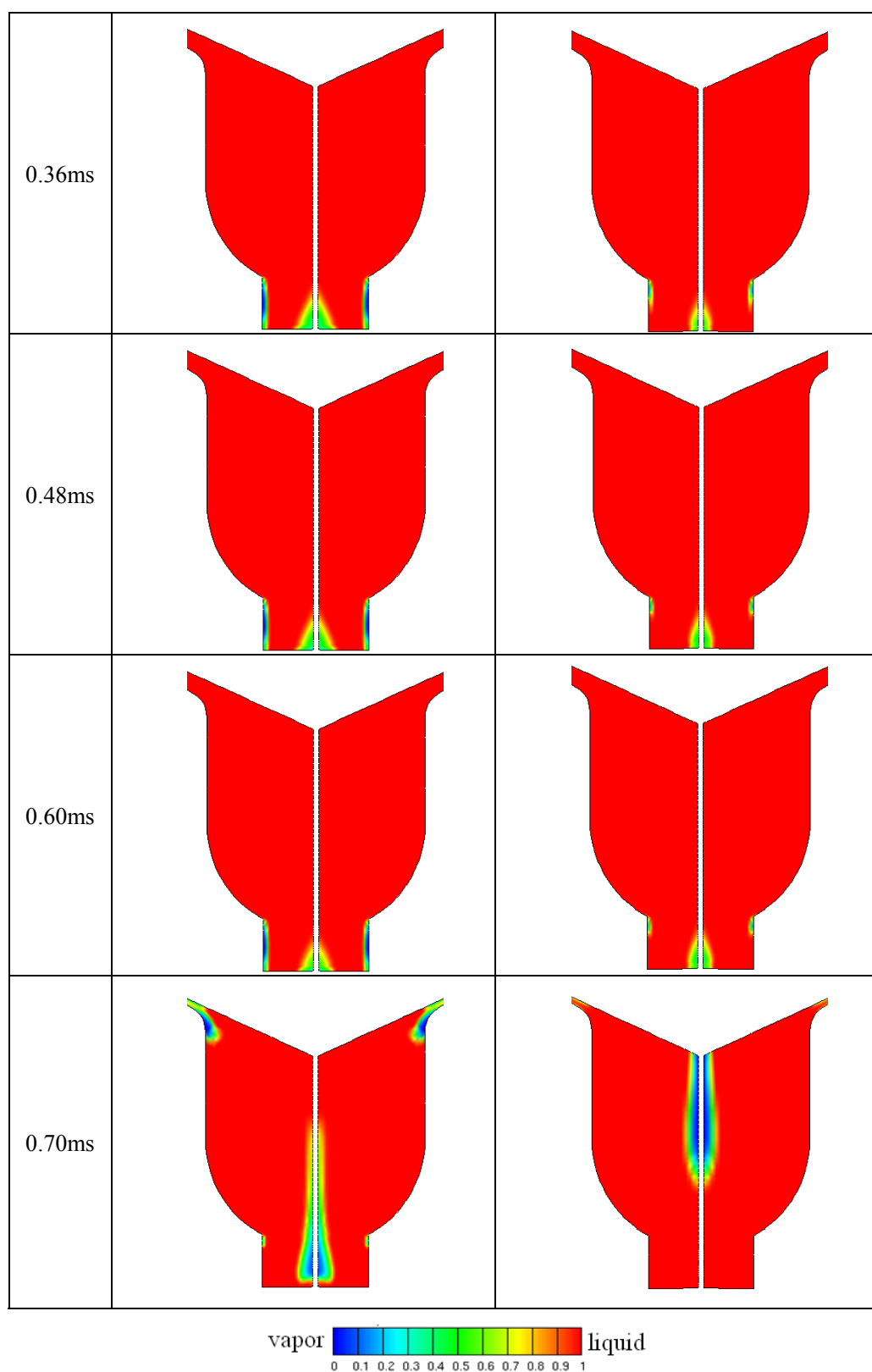


Fig. 3-29 Cavitation distribution under different injection pressures

図 3-30 に $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ の断面のキャビテーション率を示す。それによると、噴射圧力が高い場合、インジェクタの出口付近にキャビテーションを形成しやすいことが明らかになった。

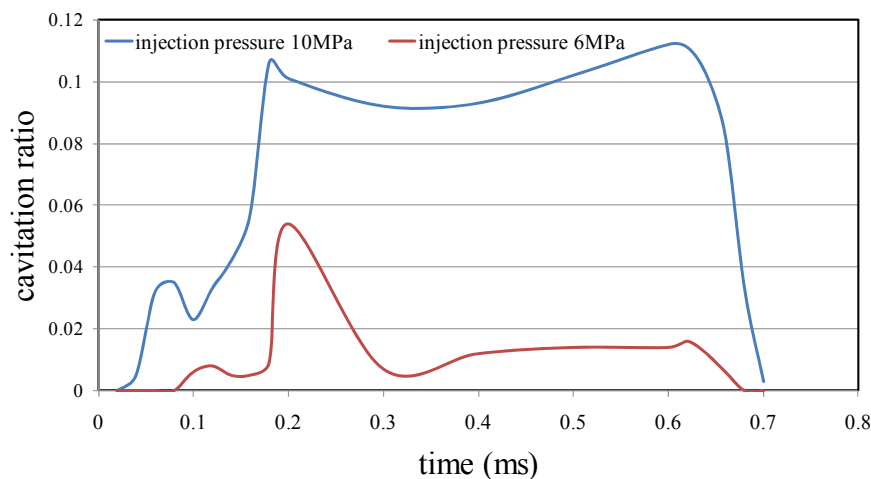


Fig. 3-30 Cavitation ratio under different injection pressures

3.7 スワールスロット数がインジェクタ内流れに与える影響

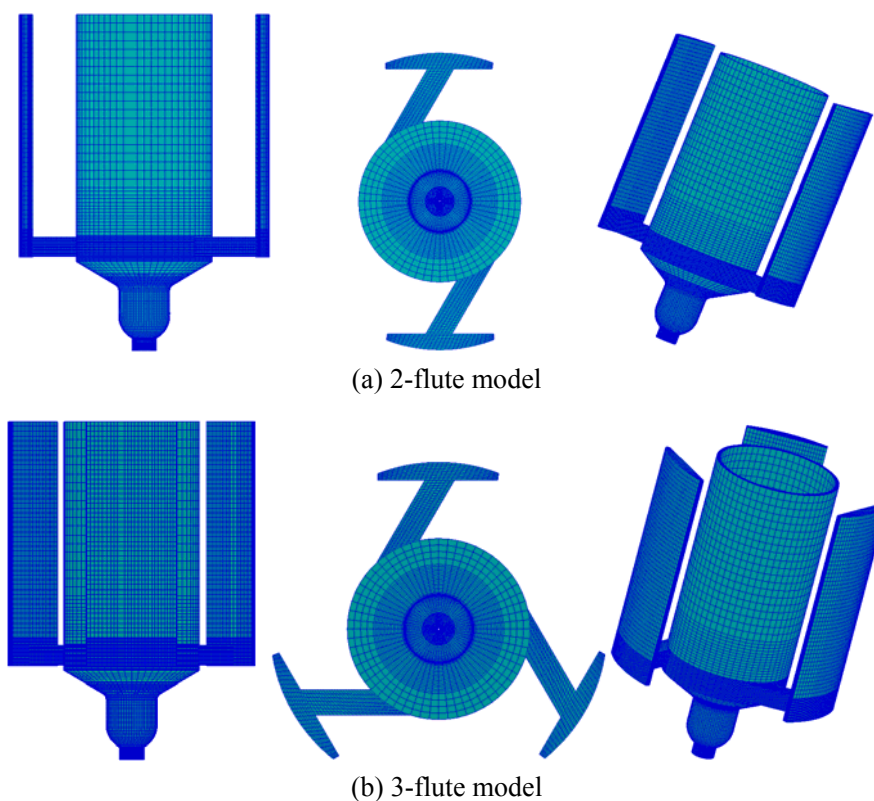
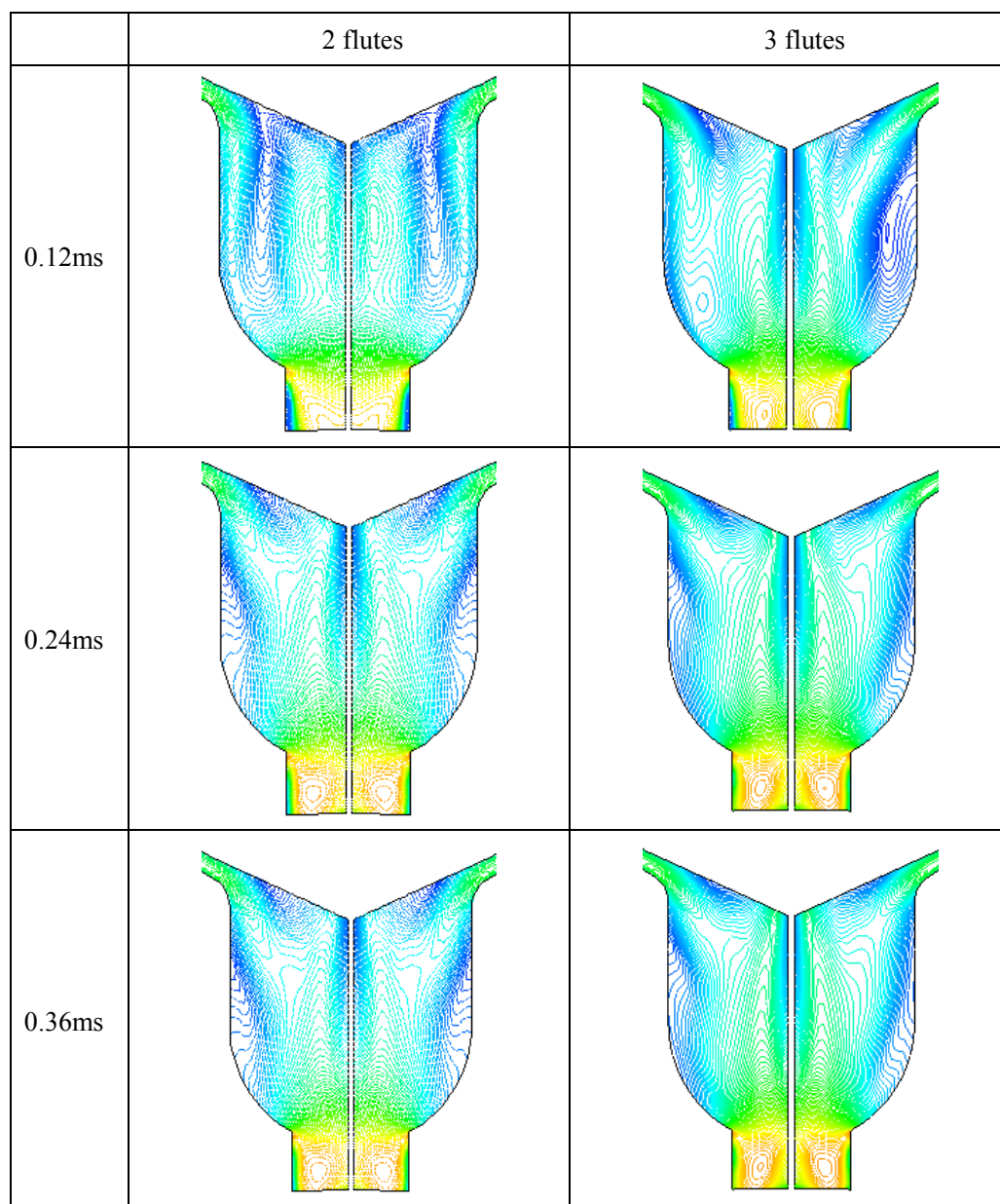


Fig. 3-31 Simulation models changed from the original

スワールスロットがインジェクタ内流れに与える影響を考察するために、基本形モデルからスワールスロット数と配置を変え、図 3-31 に示すようなインジェクタ内部構造とした

場合の数値シミュレーションを行う。図 3-31 (a) は 2 スワールスロットでの計算格子形状、図 3-31 (b) は 3 スワールスロットの計算格子形状である。これらの計算格子形状におけるスワールスロットの寸法は原モデルと同じとした。基本形状での結果と比較するために、用いた計算モデルと境界条件は基本形状で行った計算と同じ条件とした。本節では出口の圧力が 1.1MPa の 1 条件として計算を行った。

図 3-32 はスワールスロット数が 2 および 3 の場合のインジェクタ内流速を示している。それによると、3 スワールスロットのインジェクタホール内の流速は、2 スワールスロットのインジェクタ内の流速より大きかった。二つのインジェクタ内流速分布は異なるものの、変化過程は同様となる。噴射開始段階において流速が大きい部分は出口の付近にあり噴射時間とともにホール中心に移動する。



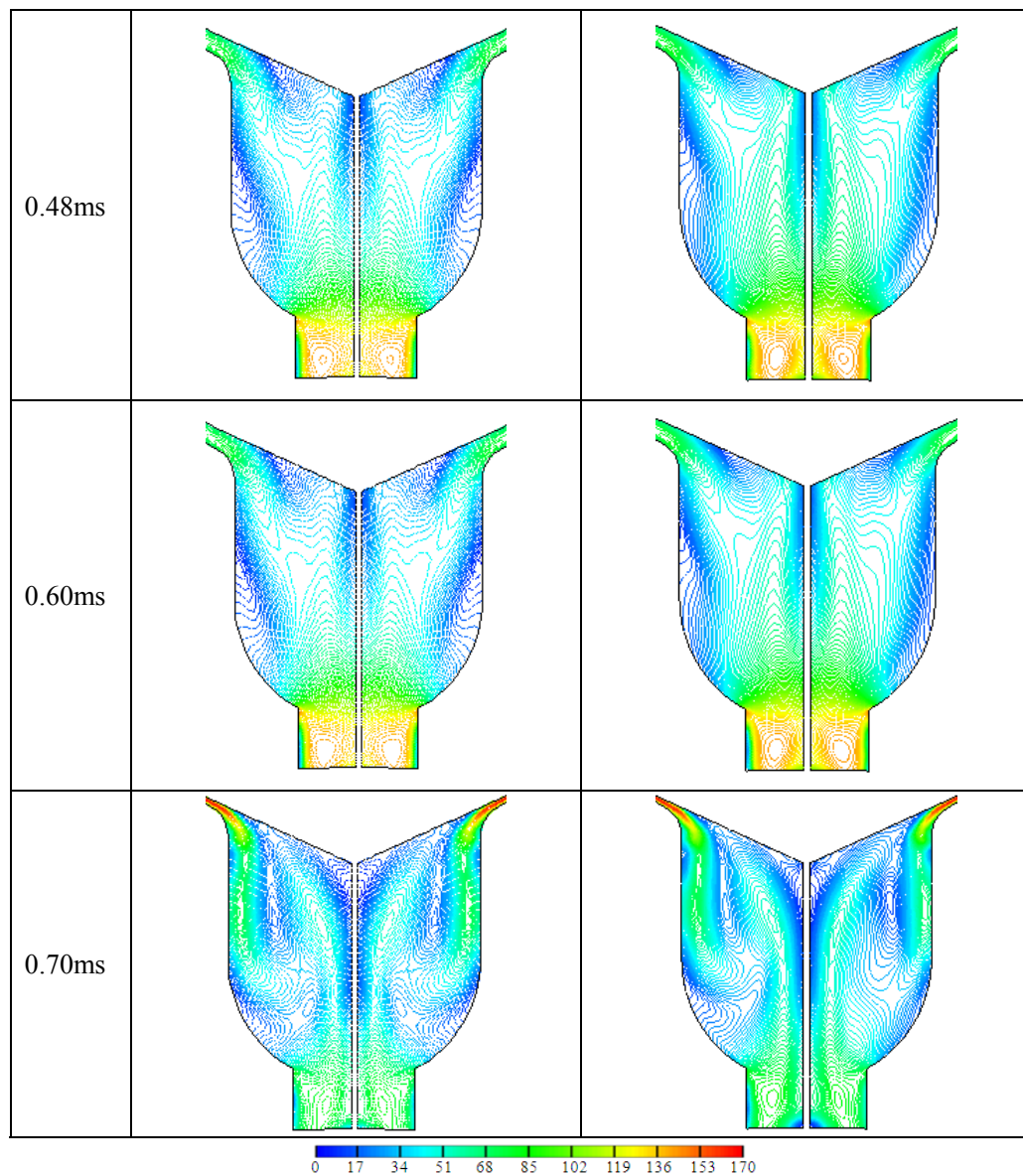
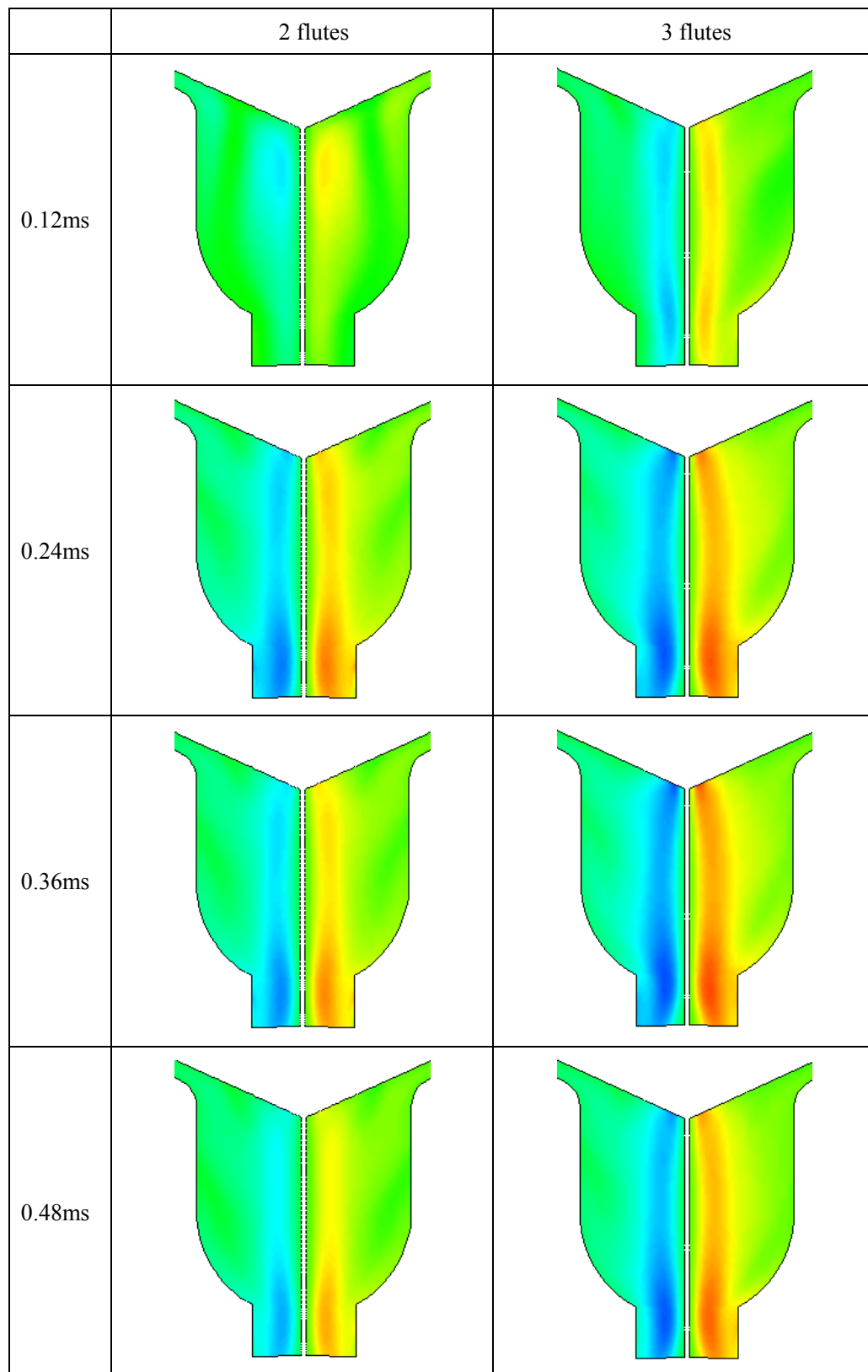


Fig 3-32 Velocity on the $Z=0$ plane of two models (m/s)

図 3-33 に二つのインジェクタの $Z=0$ 断面での Z 方向の速度を示す。それによると、3 スワールスロットのインジェクタにおける $Z=0$ 断面の Z 方向速度は 2 スワールスロットの場合より大きいことが明らかになった。すなわち、3 スワールスロットのインジェクタ中のスワール速度は 2 スワールスロットの場合より大きいことが予想できる。



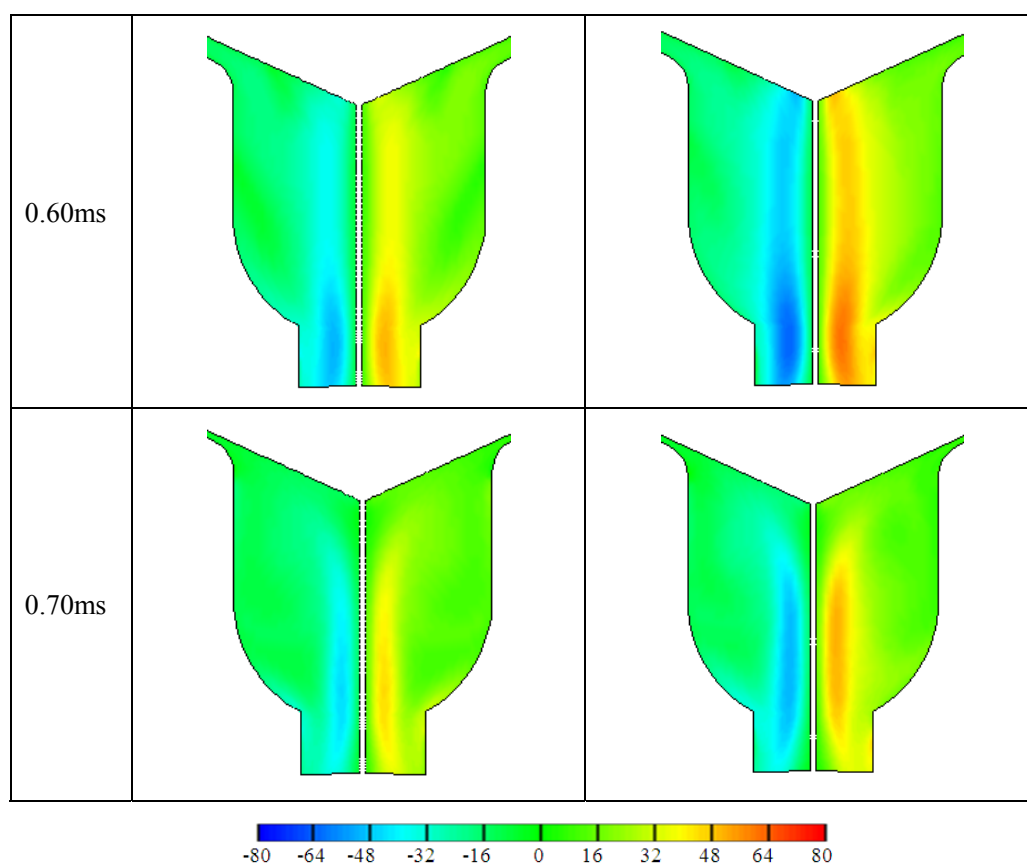
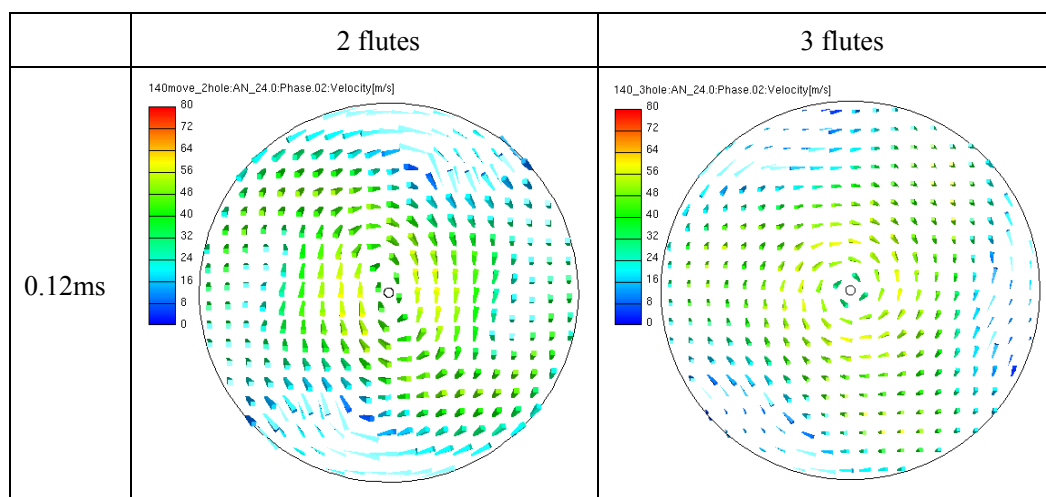
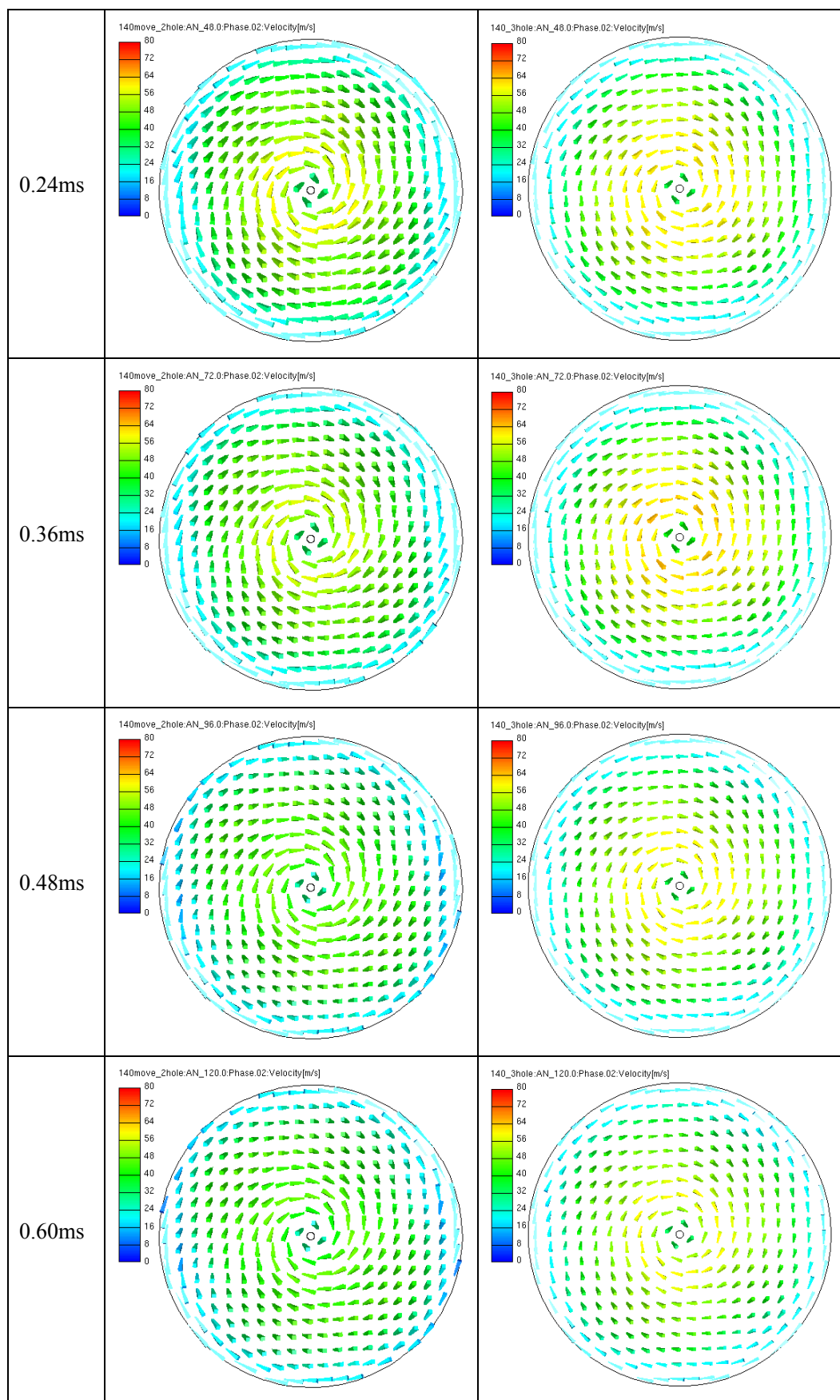


Fig 3-33 Velocity component of Z-direction on the $Z=0$ plane of the two model (ms)

図 3-34 に二つのインジェクタにおける $Y=-6 \times 10^{-4}m$ の断面の速度を示す。噴射開始段階の SAC 容積でスワール流れを形成する過程では、インジェクタの設計が内部流に影響を与えることが明らかになった。 $Y=-6 \times 10^{-4}m$ の位置では、噴射するとともに周方向に均一になり、3 スワールスロットインジェクタの $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ 断面の速度は 2 スワールスロットインジェクタより大きい。噴射終了段階において、速度の変化は大きく外側の速度が大きくなり内側の速度の方向は変化する。





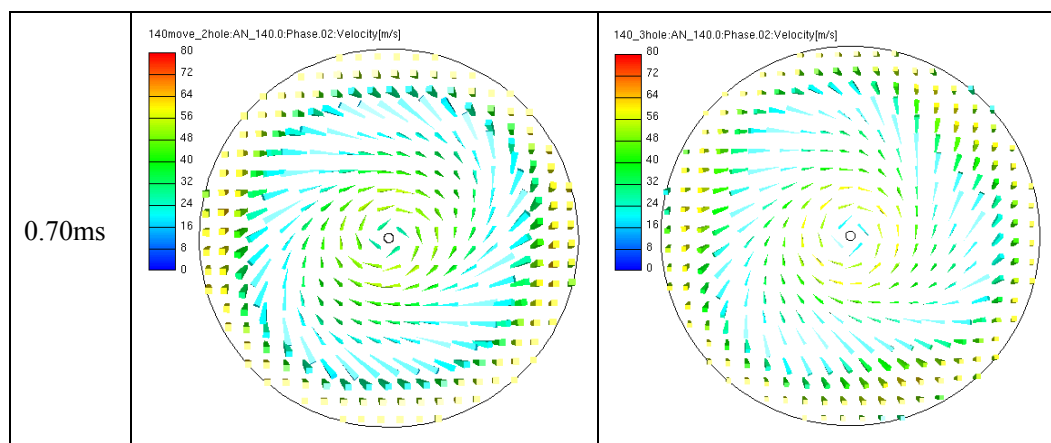
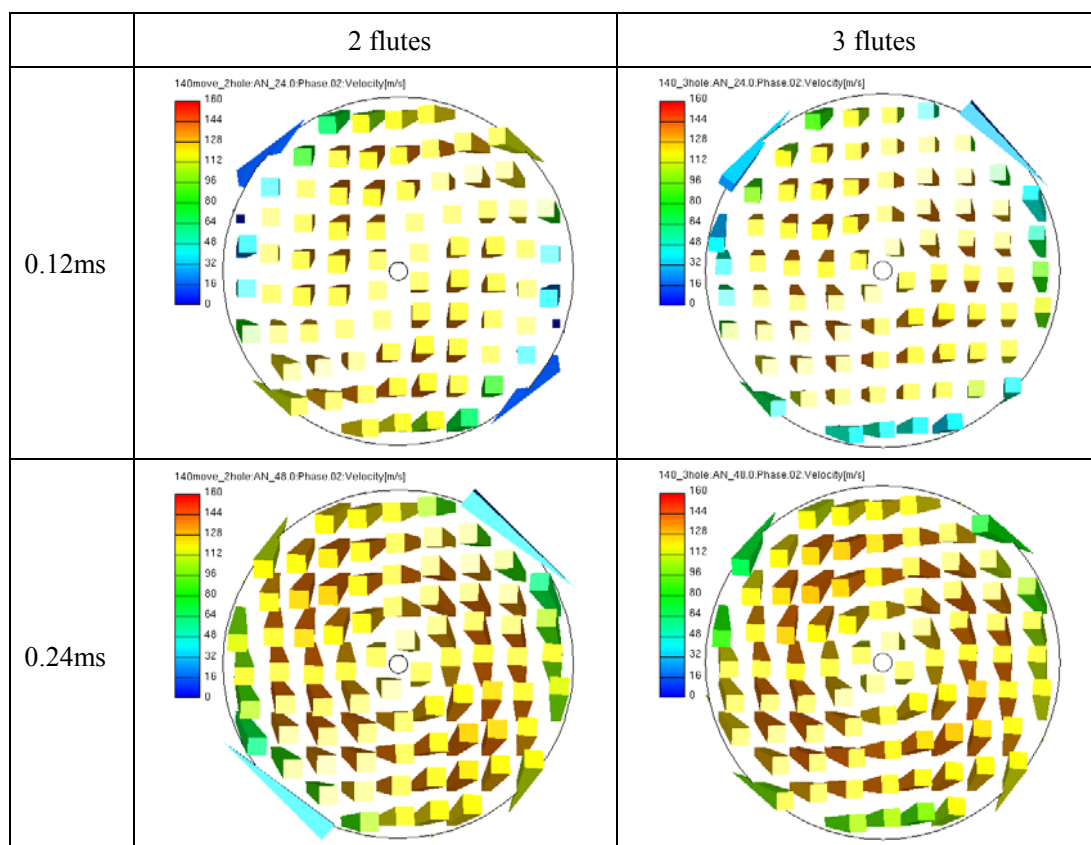


Fig. 3-34 Velocity on the $Y=-6\times 10^{-4}m$ plane of the two model

図 3-35 に二つのインジェクタにおける $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ の断面の速度分布を示す。図から、 $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ の断面の速度の変化が明らかになった。二つのインジェクタにおいてスワール流れの強さは終了段階以外で周方向に不均一であった。両者ともに $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ 断面の速度は噴射開始段階において Y 方向の速度成分が多く噴射安定段階からスワール速度が強くなった。



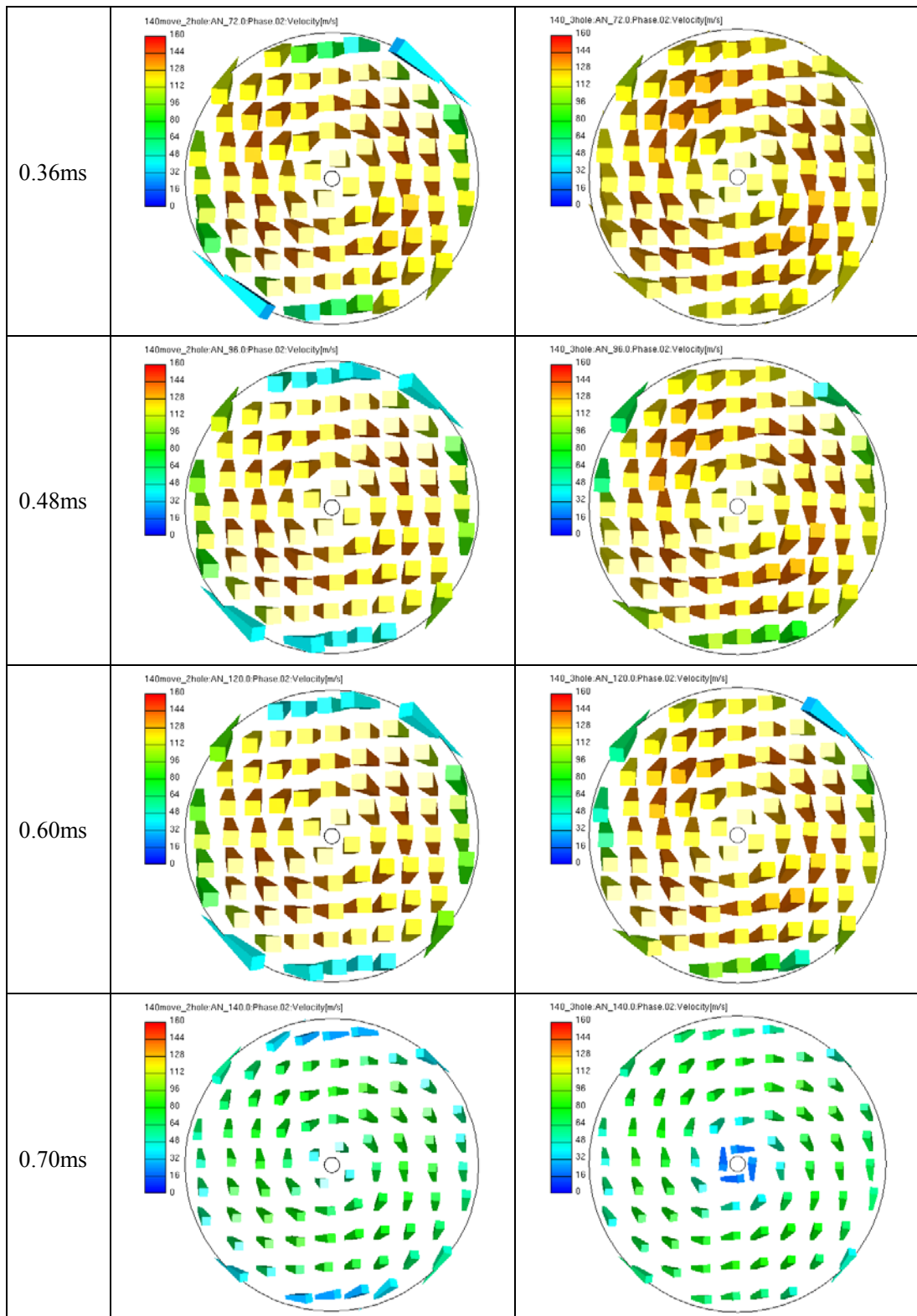
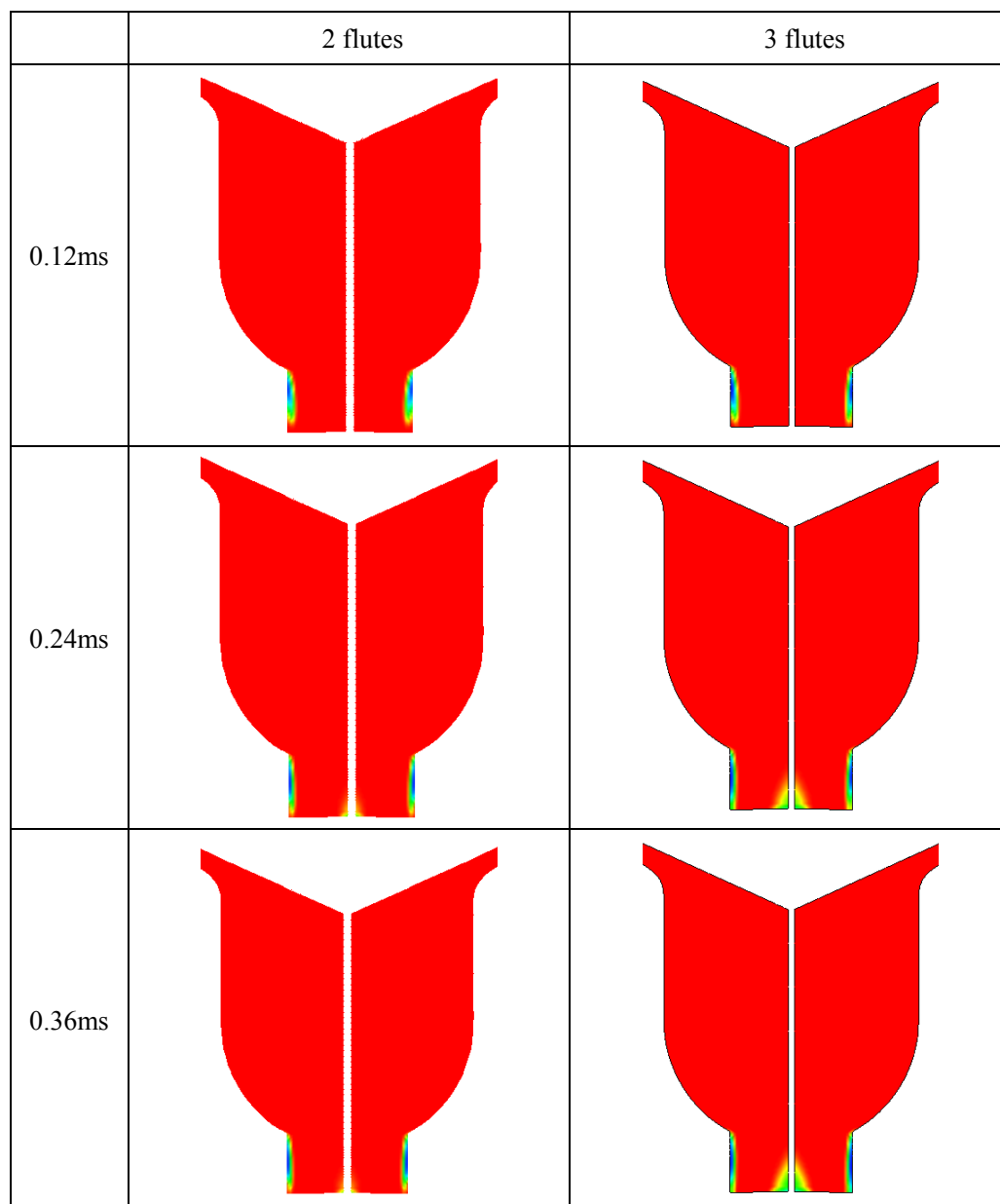


Fig. 3-35 Velocity on the $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ plane of the two model

図 3-36 にキャビテーション分布を示す。図から以下のことが明らかになった。第一に噴射開始段階はインジェクタホール中心にキャビテーションが無いことである。原因は噴射

開始段階に噴射前の静止流体があるためスワール流れが弱いことである。第二に 2 スワールスロットインジェクタでは噴射終了段階以外にインジェクタ中心のキャビテーションが出ないことである。第三にインジェクタホール壁付近で 3 スワールスロットインジェクタのキャビテーションは 2 スワールスロットインジェクタより範囲が大きいことである。



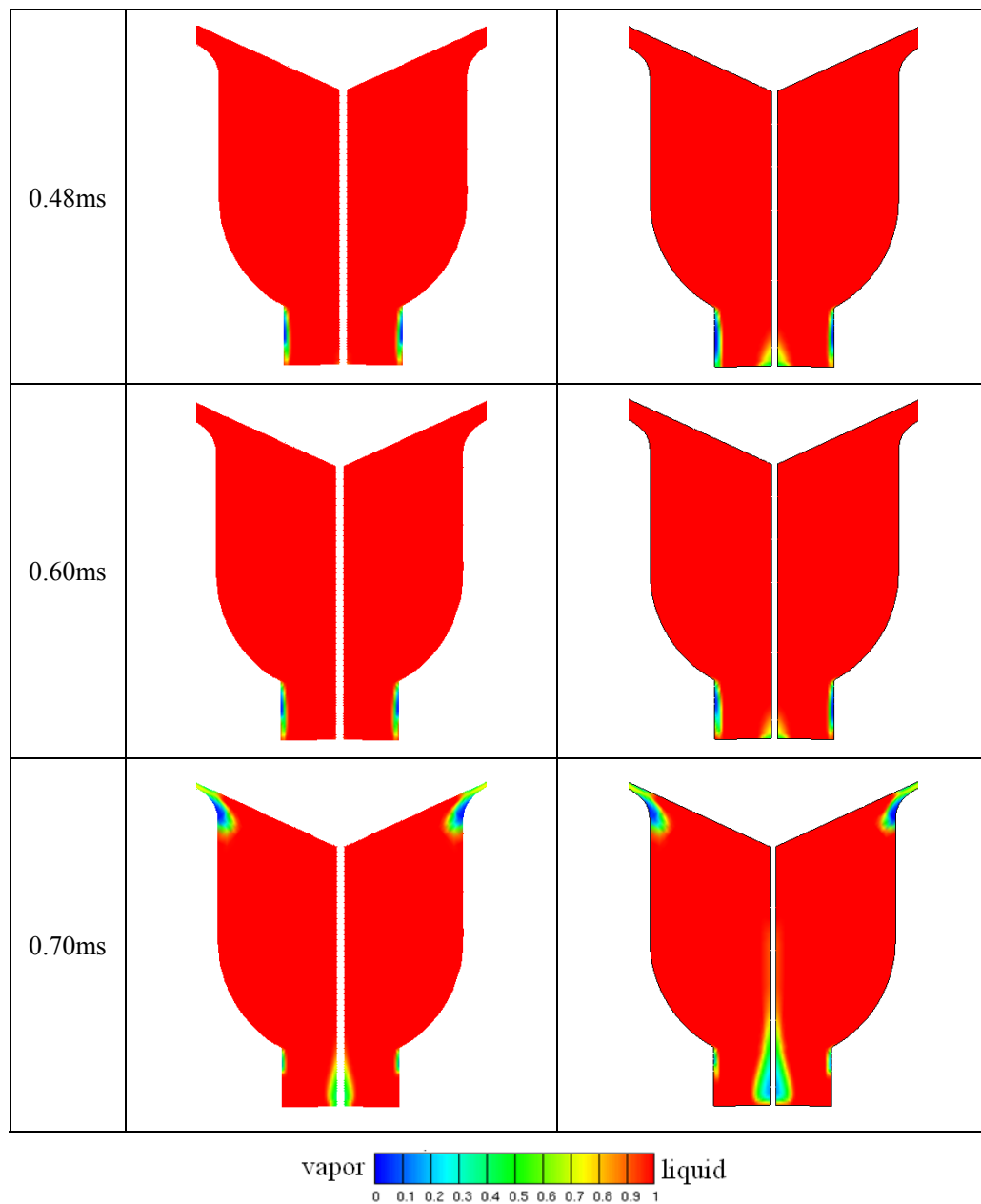


Fig. 3-36 The fraction of the phase of the two models

図 3-37 に $Y=-1.2 \times 10^{-3}m$ 断面のキャビテーション率を示す。スワールスロットの数が増加するとともに、キャビテーション率も増えることが明らかになった。噴射開始段階にはすべてのインジェクタにおいてキャビテーションの変化は同様の傾向となるが、噴射安定段階以降でキャビテーション率の数値と変化の傾向は異なる。

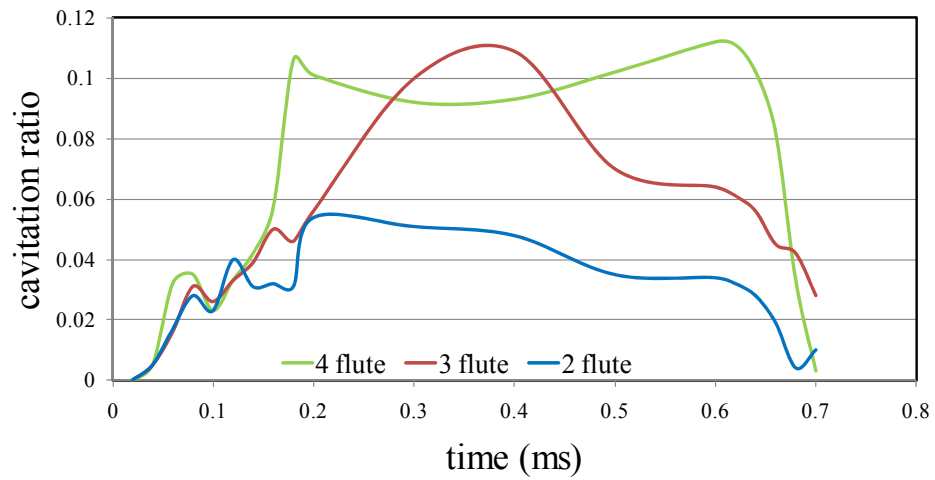


Fig. 3-37 Cavitation ratio of three kind of models

図 3-38 と図 3-39 に 2、3、4 スワールスロットインジェクタでの VR を示す。図 3-38 は、 $Y=-6\times 10^{-4}m$ の断面の VR である。図 3-39 は $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ の断面の VR である。結果から以下の四つのことが明らかになった。まず、噴射開始段階において二つの断面での VR はスロット数によらずほぼ同じである。次に、 $Y=-1.2\times 10^{-3}m$ の断面の VR は、 $Y=-6\times 10^{-4}m$ の断面の VR より大きいことである。その原因は SAC 容積とインジェクタホールの整流作用である。さらに、スワールスロットの数の増加とともに VR も増加する。最後に、すべてのモデルで噴射終了段階に VR は急に増加することである。

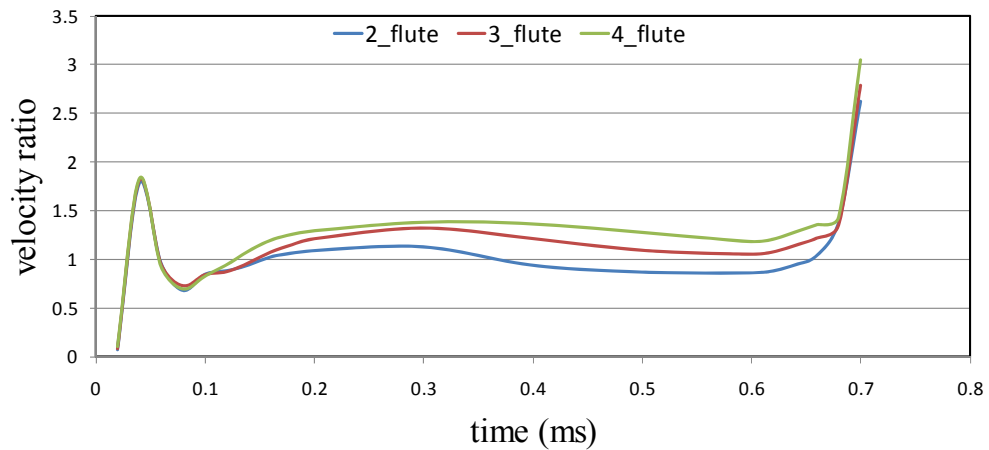


Fig. 3-38 Velocity ratio on the $Y=-6\times 10^{-4}m$ plane of three kind of models

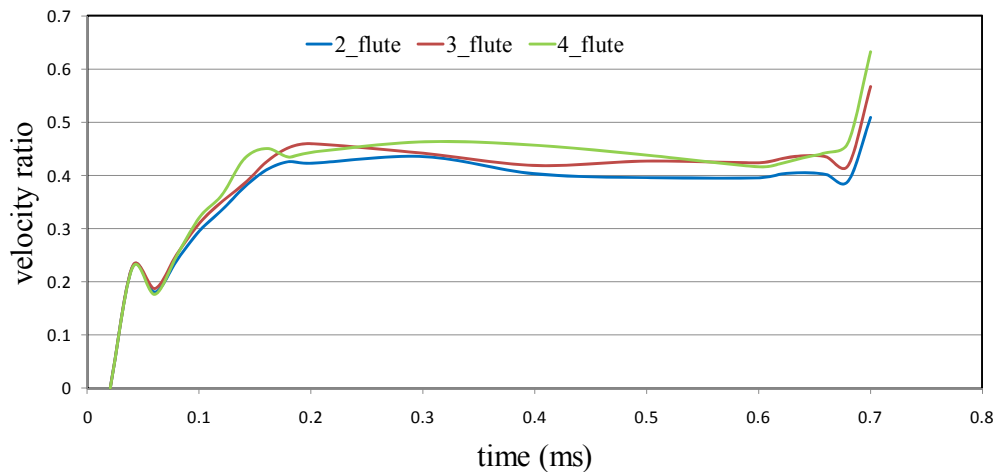


Fig. 3-39 Velocity ratio on the $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ plane of the three models

図 3-40 に $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ の断面の平均速度を示す。三つのインジェクタにおいて噴射開始段階と噴射終了段階で平均速度の変化は似ているが、噴射安定段階では異なる。全体的に平均速度を見るとスワールスロットが多いインジェクタは噴射速度が大きいという結果が得られる。4 スワールスロットと 2 スワールスロットのインジェクタは噴射安定段階に噴射平均速度の差が約 9m/s だった。

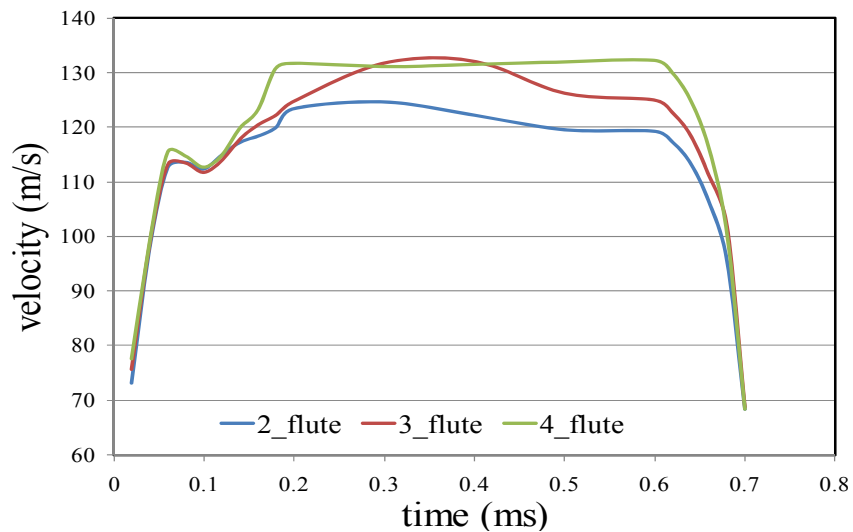


Fig. 3-40 Average velocity on the $Y=-1.2 \times 10^{-3} m$ plane of the three models

図 3-41 に噴射率を示す。スワールスロットの数によりインジェクタ平均速度の差が生じるもののお互いの噴射率はよく一致している。その原因はキャビテーション率が影響したと考えられる。噴射率は噴射速度、出口の面積、出口流体の面密度等の要素に影響される。計算を行った異なるスロット数のすべてのインジェクタは SAC 容積とインジェクタホール部分の寸法が同じため出口の面積の影響はないがキャビテーション率が大きいと出口の

面密度は小さくなる。図 3-36 と図 3-39 に示したように、平均速度が大きいインジェクタではキャビテーション率も大きかった。その結果、キャビテーション率の差により平均速度の差が影響しにくくなり噴射率の差は減少したと思われる。

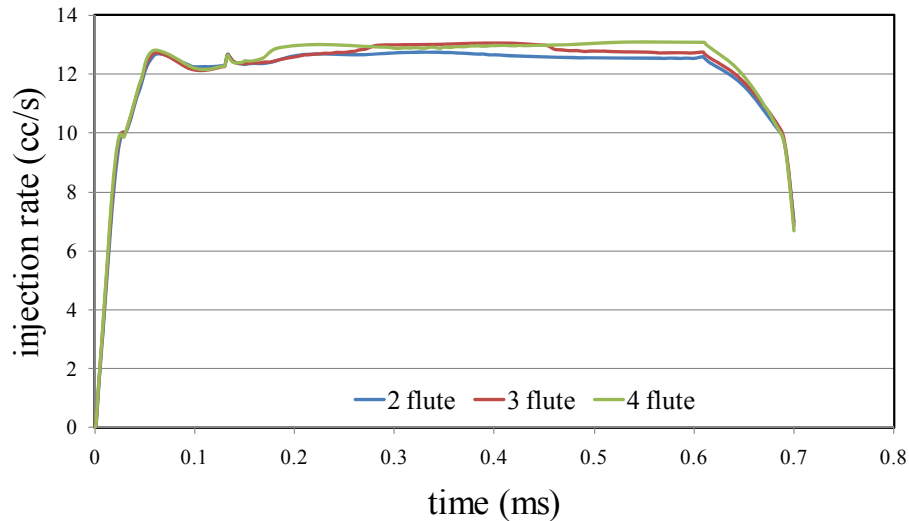


Fig. 3-41 Injection rate of the three models under the back pressure of 1.1MPa

3.8 第三章のまとめ

インジェクタはガソリン筒内直噴エンジン燃料システムに対する重要なパーツである。燃焼システムを設計する時、燃焼システムのコンセプトにより適切なインジェクタを開発して採用する必要がある。本章ではインジェクタ内流れに対し数値シミュレーションを行い解析した。

(1) 市販の高圧インジェクタの内部構造に基づき、基本形インジェクタの計算格子を作成した。スワールスロットからの影響を解析するために、2 スワールスロットと 3 スワールスロットのインジェクタに関しても計算格子を作成した。

(2) 異なる雰囲気圧力において、インジェクタ SAC 容積の流速分布は同様であるが、噴射ホール出口付近の流速分布は異なった。

(3) 異なる雰囲気圧力で SAC 容積中の断面 ($Y=-6 \times 10^{-4} m$) の VR はほぼ同じであるが、出口付近の断面の VR は異なり低雰囲気圧力で少し小さくなった。

(4) 低雰囲気圧力の出口付近の断面のキャビテーション率は高雰囲気圧力の場合より大きかった。

(5) 違う燃圧の場合に、回転速度と出口速度は大きく異なったが、SAC 容積と出口の二つ断面における VR は同様である。これからインジェクタの設計は VR に大きな影響を与えることが明らかになった。

(7) 異なる燃圧の場合では、高燃圧の出口付近のキャビテーション率は高かった。

(8) スワールスロット数が違う条件では、回転速度と出口速度はスワールスロット数の増加とともに増える一方で VR の変化は大きくない。

参考文献

1. Alperstein M, Schafer GH, Villforth FJ, *Texaco's stratified charge engine—multifuel, efficient, clean, and practical*. SAE Paper. 740563. 1974.
2. Scussei AJ, Simko AO, Wade WR, *The Ford PROCO engine update*. SAE Paper. 780699. 1978.
3. Fraidl G. K., P.W.F., Wirth M., *Gasoline Direct Injection: Actual Trends and Future Strategies for Injection and Combustion Systems*. SAE Paper. 960465. 1996.
4. Volker Sick, Jose Rico, *Correlation of Spray Cone Angle and Fuel Line Pressure in a Pressure-Swirl Injector Spray*. SAE Paper. 2004-01-1923. 2004.
5. Angelo De Vita, Luigi Allocca, *Experimental Analysis and CFD Simulation of GDI Sprays*. SAE Paper. 2003-01-0004. 2003.
6. 河村清美ほか, *直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内流れ解析*. 日本自動車技術会論文集. 35(2). 2004.
7. 松村恵理子ほか, *直噴ガソリンエンジン用スリットノズル内燃料流れの可視化解析*. 日本自動車技術会論文集. 35(4). 2004.
8. N. Mitroglou, J. M. Nouri, Y. Yan, M. Gavaises, C. Arcoumanis, *Spray Structure Generated by Multi-Hole Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines*. SAE Paper. 2007-01-1417. 2007.
9. A Marchi, *Internal Flow and Spray Characteristics of Pintle-Type Outwards Opening Piezo Injectors for Gasoline Direct-Injection Engines*. SAE Paper. 2007-01-1406. 2007.
10. Jeekuen Lee, KeiyaNishida, *Insight on Early Spray Formation Process of a High-pressure Swirl Injector for DISI Engines*. SAE Paper. 2003-01-1809. 2003.
11. Michael Shelby, Simone Hochgreb, *Early Spray Development in Gasoline Direct Injected Spark Ignition Engine*. SAE Paper. 980160. 1998.
12. Yoshiyuki K, Tsuneaki I, Tomio O, *Spray Characteristics of a High-Pressure Swirl Injector for DISI Engines under High Ambient Temperature and Pressure Conditions*. SAE Paper. 2008-01-0130. 2008.
13. Christos A. Chrysosakis, Dennis N. Assanis, Jee-Kuen Lee, Keiya Nishida, *Fuel Spray Simulation of High-Pressure Swirl-Injector for DISI Engines and Comparison with Laser Diagnostic Measurements*. SAE Paper. 2003-01-0007. 2003.
14. Changsoo Jang, Sangmin Choi, Choongsik Bae, *Performance of Prototype High Pressure Swirl Injector Nozzles for Gasoline Direct Injection*. SAE Paper. 1999-01-3654. 1999.
15. G. Valentino, *Particle Image Velocimetry for mixture formation investigation in a GDI prototype engine*. Proceedings of SPIE. 5191. 2003.

16. Jeekuen Lee, Keiya NISHIDA, Masahisa YAMAKAWA, *An Analysis of Ambient Air Entrainment into Split Injection D.I. Gasoline Spray by LIF-PIV Technique*. SAE Paper. 2002-01-2662. 2002.
17. HU Xiao, TAKAGI Masahide, MORIYOSHI Yasuo, *Numerical Analysis of Fuel Spray for a Swirl-Type Injector : Investigations on the Effect of Initial Conditions on Spray Formation Process*. Transactions of the Japan Society of Mechanical Engineers. B. 69(680). 2003.
18. Ales Alajbegovic, Gerhard Meister, David Greif, Branislav Basara, *Three phase cavitating flows in high-pressure swirl injectors*. Experimental Thermal and Fluid Science. 26. 2002.
19. J. Cousin, W. M. Ren, S. Nally, *Recent Developments in Simulations of Internal Flows in High Pressure Swirl Injectors*. Oil & Gas Science and Technology. 54(2). 1999: p. 5.
20. Kume T., Iwamoto Y., Iida K., Murakami M., Akishino K., Ando, H., *Combustion Control Technologies for Direct Injection SI Engine*. SAE Paper. 960600. 1996.
21. AVL LIST GmbH, *AVL FIRE 8.4 Manual-Multiphase*. 2007.

第四章 噴霧モデルの構築と噴霧シミュレーション

4.1 はじめに

第三章で点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに使用可能と思われる高圧スワールインジェクタ内流れのシミュレーションを行った。内部流れシミュレーションにおいて、インジェクタ内流れを明らかにするとともに噴霧シミュレーションの精度を向上するための出口流体状態に関するファイルを作成した。本研究の噴霧シミュレーションは噴口流体状態ファイルを使用し、噴霧分裂モデルにより行う。そして、本研究に対して噴口流体状態と噴霧分裂モデルは重要なものである。本章では高圧スワールインジェクタに適応可能なハイブリッド噴霧分裂モデルを構築する。具体的には可視化実験結果を利用して修正した一次分裂モデルを提案するとともに新たなハイブリッド噴霧分裂モデルを作成する。本章で提案・修正したハイブリッド分裂モデルは、第五章の筒内混合気形成のシミュレーションに使用される。

4.2 ハイブリッド噴霧分裂モデルの作成

現在までの研究によると、噴霧分裂は一次分裂と二次分裂に分類される。一次分裂は以下の三つのメカニズムに影響される。

- 1、噴流表面変動：噴流のプロパティと雰囲気により決まる。
- 2、噴流内乱流変動：噴流内部乱流により決まる。
- 3、キャビテーション：インジェクタ内二相流状態により決まる。

一次分裂はインジェクタ噴口の近くにおける液膜と大きな液滴の分裂を表すモデルである。二次分裂は一次分裂が終了した後の相対的に小さい液滴の分裂である。現在一次分裂と二次分裂の両方を考えて使用されているモデルは、WAVE^[1]、WAVE+FIPA^[2]、TAB^[3]、DDB^[4]、WAVE+TAB^[5]、一次分裂モデル（HuhとGosman）＋（WAVE or TAB or DDB）^[6]などがある。WAVE、TAB等のモデルは、一次分裂と二次分裂を区別することなく同じメカニズムにより行う。しかしながら一つか二つのメカニズムにより作成したモデルで全噴霧分裂過程を解釈するのは完全と言えない。そのため、WAVE+FIPAとWAVE+TAB等のようなハイブリッドモデルが必要となる。

本研究の噴霧のシミュレーションでは、インジェクタ噴口の流体状態が噴霧に与える影響を考慮するために、ハイブリッドモデルを用いる。本章で選択した一次モデルは、噴流内の乱流と表面波の発展を配慮して、HuhとGosman^[7]が提出したものを利用する。本章ではキャビテーションの影響を配慮するために、新たに長さスケールの式にキャビテーション

影響因子 C_c を加える。 C_c は可視化実験により校正する。総合した上で、 C_c の雰囲気圧力による変化を考慮に入れて高圧スワールインジェクタに対する一次分裂モデルを作成する。提案した一次分裂モデルに、第二章に述べたHabchiらが提出したFIPAモデル^[2]を二次分裂モデルとして組み合わせることでハイブリッドモデルを構築する。

4.2.1 Huh と Gosman が提案した一次分裂モデル

本章で使用する一次分裂モデルは、Huh と Gosman が噴流表面変動と乱流変動の二つメカニズムに基づいて作成したモデルである^[6-7]。

液体コアの質量減少は以下の式 (4-1) により判定する。

$$\frac{dr}{dt} = -\frac{L_A}{\tau_A} \quad (4-1)$$

その中の L_A は分裂長さスケールであり、式 (4-2) に示すように乱流運動エネルギーと乱流拡散により決定する。

$$L_A = C_2 C_\mu \frac{k^{1.5}}{\varepsilon} \quad (4-2)$$

ここで、 $C_\mu = 0.09$ であり、 $k-\varepsilon$ モデルの渦粘度の定数である。このモデルが生成する液滴径は乱流長さスケールに比例し、分裂長さスケール (atomization length scale) に等しい。

$$d = L_A \quad (4-3)$$

したがって、液滴の粒径は乱流運動エネルギーと乱流拡散によって決まる。

乱流時間スケールを式 (4-4) により計算する。

$$\tau_T = C_\mu \frac{k}{\varepsilon} \quad (4-4)$$

空気力学時間スケールは Kelvin-Helmholtz 不安定モデルによって決まる。具体的な計算方法は式 (4-5) に示す。

$$\tau_W = L_W \left[\frac{\rho_g \rho_l u_{rel}^2}{(\rho_l + \rho_g)^2} - \frac{\sigma}{(\rho_l + \rho_g) L_W^3} \right]^{-0.5} \quad (4-5)$$

L_W は空気力学長さスケールである。時間スケール τ_A は乱流時間スケールと空気力学時間スケール (aerodynamic break-up) を重み付け係数 C_1 、 C_3 により組み合わせ、決定する。式 (4-6) に示す。

$$\tau_A = C_1 \cdot \tau_T + C_3 \cdot \tau_W \quad (4-6)$$

ここで、式中の C_1 、 C_3 は実験により調整することが一般的である。

液滴速度は特徴霧化スケールと特徴時間スケールの比率により式 (4-7) のように決定する。

$$V_{drop} = \frac{L_A}{\tau_A} \quad (4-7)$$

以上のモデルを総合して、乱流変動モデルを一次分裂モデルとして扱う。噴霧の分裂速度、噴霧角に影響を与えるパラメータは C_1 、 C_2 、 C_3 である。 C_1 、 C_3 は乱流変動モデルの分裂モデルの時間スケールに直接に影響を与える。 C_2 は乱流変動モデルの長さスケールを決めるパラメータである。式（4-1）によると、時間スケールと長さスケールは噴霧の分裂速度を決定する。したがって、本章のハイブリッド分裂モデルの適応性評価では一次分裂モデル部分に対して主に C_1 、 C_2 、 C_3 の三つのパラメータの影響に注目する。HuhとGosmanをはじめ過去の研究では、高圧ディーゼル噴射に対して表4-1のように設置した。

Table 4-1 Parameter of primary break model

C_1	C_2	C_3
1	2	1

4.2.2 一次分裂モデルの改良

本研究において、より広い範囲の雰囲気圧力条件に適応できるモデルとするために、インジェクタ内のキャビテーションが一次分裂に与える影響を考慮して、キャビテーション影響因子 C_c を元の一次分裂モデルに加えることとした。本研究で提案する一次分裂モデルの長さスケールは式（4-8）となる。

$$L_A = C_c C_2 C_\mu \frac{k^{1.5}}{\varepsilon} \quad (4-8)$$

本モデルでは、キャビテーションが初期噴流を乱すことにより噴霧分裂が推進すると考える。すなわち、キャビテーションが多い時に C_c は大きくなり、長さスケールは減少し、初期の噴霧の粒子が小さくなる。第三章で述べたように、雰囲気圧力が異なる場合、噴口のキャビテーション率が変化する。本章では、各雰囲気圧力での噴霧シミュレーションと可視化実験結果を比較した上で、 C_c の雰囲気圧力による変化を検討する。

4.2.3 ハイブリッド噴霧分裂モデルの構築

修正した一次分裂モデルは噴流内の乱流、噴流表面の変動、キャビテーションの影響が考慮されている。これを基にハイブリッドモデルを構築し、噴霧シミュレーションを行う。実際のシミュレーションでは一次分裂モデルと二次分裂モデルの切り替えはウェーバー数 (We) を用いる。 $We \geq 1000$ の場合、一次分裂モデルを用い、 $We \leq 1000$ の場合に二次分裂モデルを用いるように自動的に切り替えを行う。二次分裂は液滴の We により分裂のメカニズムが異なる。FIPA については過去の研究で、噴霧の二次分裂段階に対して詳細に校正されており、液滴の状態に対して適切な処理を行うことが分かっている。以上を総合して、本

章で構築したハイブリッド分裂モデルのパラメータは、 C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_c 、 C_f となる。過去の研究で一般的に使用される C_1 、 C_2 、 C_3 、 C_f を表 4-3 に示す。 C_c は実験により定める。

Table 4-2 hybrid spray model

噴霧分裂段階	数値モデル	具体的な分裂段階	噴霧分裂の決定的な要因
一次分裂	一次分裂モデル	$We > 1000$	$L_A = C_c C_2 C_\mu \frac{k^{1.5}}{\varepsilon}$ $\tau_A = C_1 \cdot \tau_T + C_3 \cdot \tau_W$
二次分裂	FIPA モデル	$12 < We \leq 18 \quad t_b = 6.0(We - 12)^{-0.25}$ $18 < We \leq 45 \quad t_b = 2.45(We - 12)^{0.25}$ $45 < We \leq 351 \quad t_b = 14.1(We - 12)^{-0.25}$ $351 < We \leq 1000 \quad t_b = 0.766(We - 12)^{0.25}$	$\tau_b = C_f t_b \varepsilon^{-0.25} (d / u_{rel})$

Table 4-3 Parameter of hybrid model

C_1	C_2	C_3	C_f
1	2	1	3

4.2.4 噴霧可視化実験装置

図 4-8 に噴霧の可視化用実験装置を示す。燃料噴射装置は高圧ポンプ、インジェクションコントローラ、スワール噴射弁から構成される。使用したスワール噴射弁の内部構造は、第三章で示したものである。噴射は定常的に N_2 がわずかに流れている圧力容器内で行われる。 N_2 の流量は $5 \times 10^{-4} \text{ m}^3/\text{s}$ であり、圧力容器内を 0.06 m/s の流速で一様に流れている。燃料圧力、噴射期間、噴射周波数はそれぞれ 10 MPa 、 0.7 ms 、 4.3 Hz で一定とし、背圧を 0.1 、 0.2 、 0.5 および 1.1 MPa 、周囲温度を 293 K とした。背圧は圧力容器の下流の背圧弁により調整した。周囲温度は圧力容器の上流の N_2 ヒータおよび容器に取り付けられたヒータにより調整した。可視化には高速度カメラ (Photoron FASTCAM-APX) および Ar^+ レーザ (NEC GLG2162S, 出力 1.5 W) を利用した。レーザ光はコリメータレンズを通過させたのち、ガラス棒で噴射弁の位置で 0.2 mm の厚さのシート光とした。

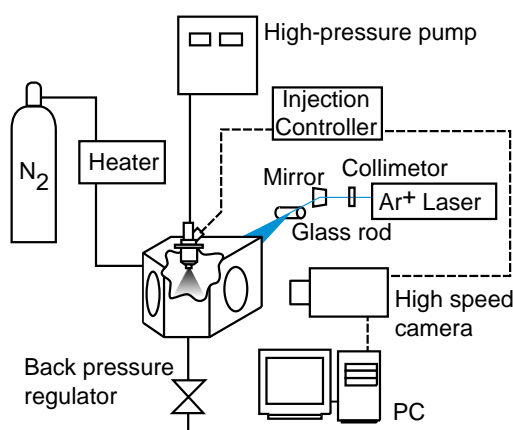


Figure 4-1 Schematic of experimental setup for visualization

4.2.4 ハイブリッドモデルにおけるキャビテーション因子の決定

雰囲気圧力がインジェクタ内のキャビテーションに影響を与えることが第三章の結果から明らかとなっているため、シミュレーション結果と噴霧可視化実験結果を比較した上で各雰囲気圧力に対するキャビテーション因子 C_c を決定した。図 4-2 は各雰囲気圧力のシミュレーションと可視化実験の結果である。この結果から、各雰囲気圧力に対する C_c を求めた。 C_c の結果を表 4-4 に示す。

Table 4-4 C_c for different back pressures

雰囲気圧力	0.1MPa	0.2MPa	0.5MPa	1.1MPa
C_c	0.5	0.7	1.2	2.5

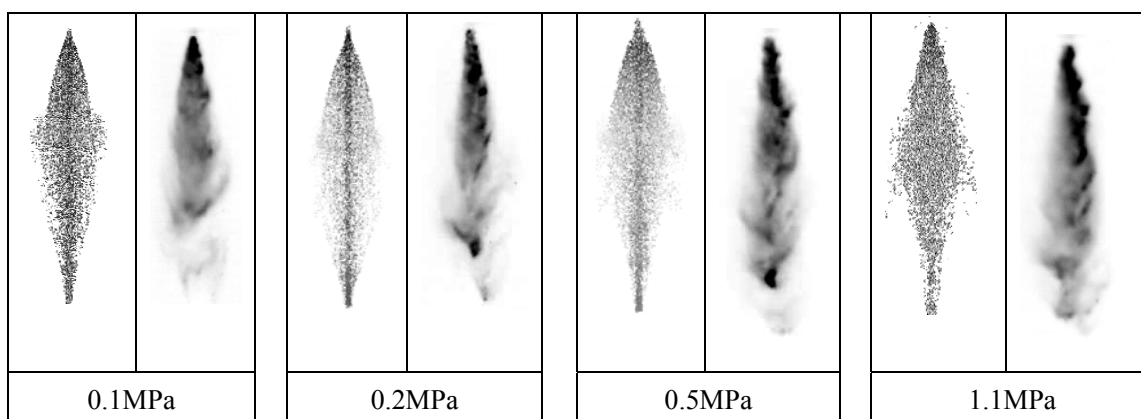


Fig. 4-2 Spray of different back pressures

図 4-3 に C_c と雰囲気圧力の関係を示す。図によると、 C_c は雰囲気圧力と線形関係になることが分かる。結果を踏まえて、本研究のインジェクタに対して C_c を式 (4-9) のように決定することとした。

$$C_c = 2P_b + 0.3 \quad (4-9)$$

ここで、 P_b は雰囲気圧力 (MPa) である。

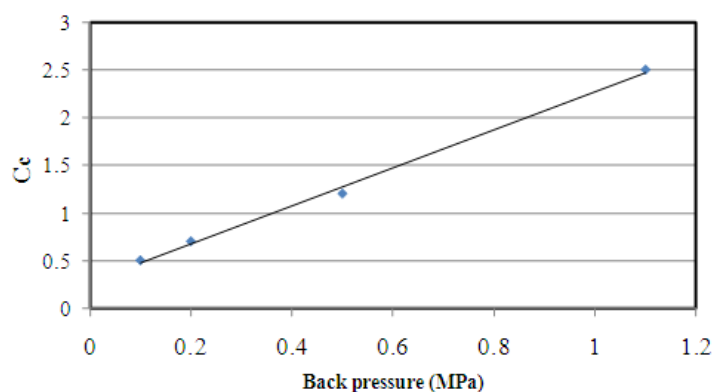


Fig. 4-3 Relationship between C_c and back pressure

4.3 噴霧のシミュレーションと実験の比較

4.3.1 ハイブリッドモデルパラメータ

以上のハイブリッドモデルのパラメータの影響と実験の結果を考え、表 4-5 に示す二種類雰囲気圧力でのハイブリッドモデルのパラメータを決定し、定容容器内の噴霧のシミュレーションを行った。

Table 4-5 Parameters of hybrid break model for both pressures

Back pressure	C_l	C_2	C_3	C_f	C_c
0.1MPa	1	2	1	3	0.5
1.1MPa	1	2	1	3	2.5

4.3.2 低圧力雰囲気下の噴霧シミュレーションと実験の比較

0.1MPa の雰囲気圧力での噴霧シミュレーションと可視化実験結果の比較を図 4-4 に示す。シミュレーションの噴霧の形状は可視化結果とよく一致している。このインジェクタの噴霧は、他のスワールインジェクタより、幅が小さく貫徹力が強いことが分かる。この原因として一つはスワールスロットが形成したスワールの強さが小さいことがあげられる。三菱自動車のスワールインジェクタには 6 個のスワールスロットがある。一方で、本章で使用したインジェクタは前述のように 4 個のスワールスロットのみである。もう一つの原因はこのインジェクタの SAC 容積と噴射ホールの整流の効果が他のインジェクタより強いことである。

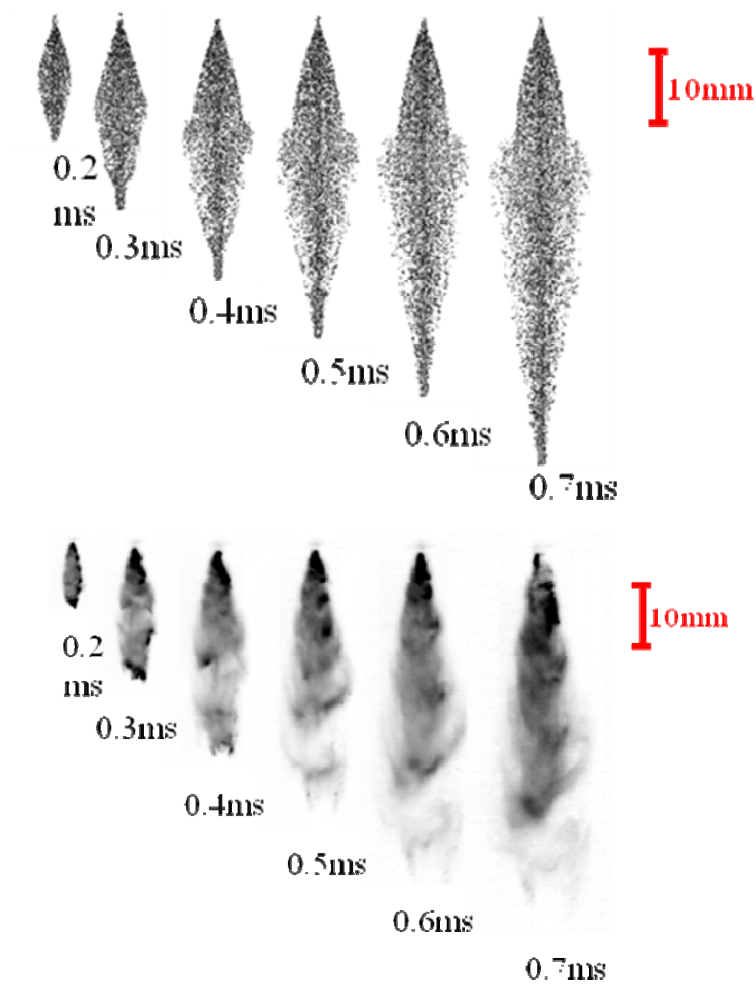


Fig. 4-4 Comparison of the spray under the back pressure of 0.1MPa

図 4-5 に 0.1MPa の雰囲気圧力での定容容器内の噴霧シミュレーションと実験の噴霧先端到達距離を示す。噴霧の形状と先端到達距離の比較結果により、今回の噴霧シミュレーションは十分実際の噴霧を模擬できていると考えられる。

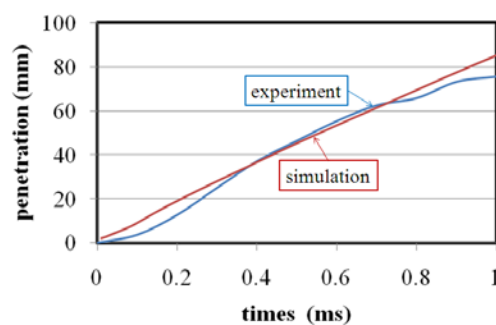


Fig. 4-5 Comparison of the spray penetration under the back pressure of 0.1MPa

4.3.3 高雰囲気圧力の噴霧シミュレーションと実験の比較

図 4-6 に 1.1MPa の雰囲気圧力での定容容器中の噴霧シミュレーションと実験の結果を示す。0.1MPa の雰囲気圧力での噴霧に比べて噴霧幅と先端到達距離の両方は小さくなった。その原因は、同じ温度の場合圧力が 11 倍になると気体の密度も 11 倍になり、噴霧抗力が増加するためと考える。

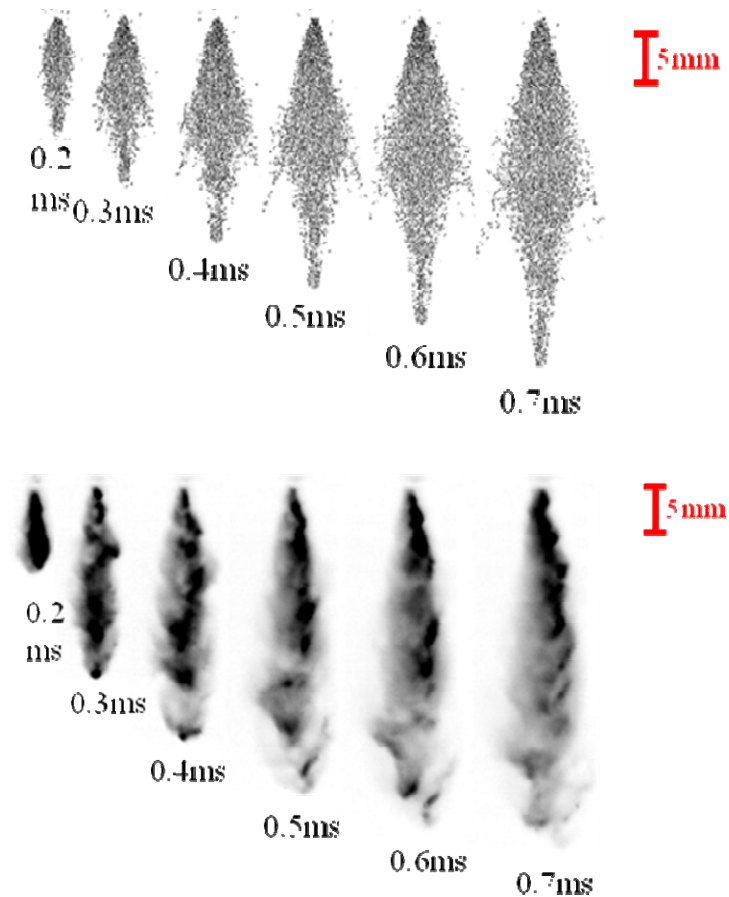


Fig. 4-6 Spray penetration under the back pressure of 1.1MPa

図 4-7 に 1.1MPa の雰囲気圧力における定容容器中の噴霧シミュレーションと実験の先端到達距離の比較を示す。シミュレーションの先端到達距離は実験より少し小さかった。

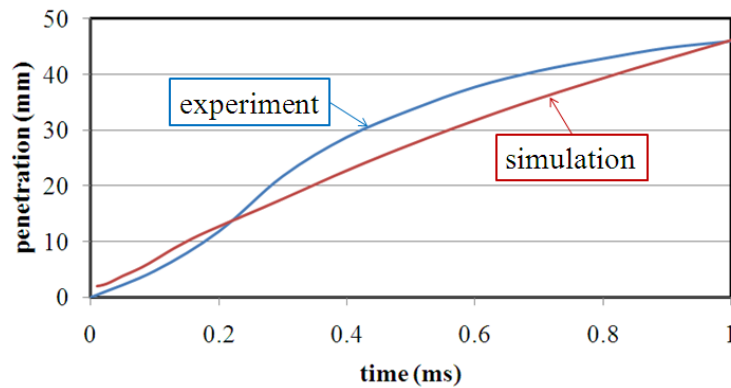


Fig. 4-7 Spray penetration under the back pressure of 1.1MPa

4.4 第四章のまとめ

本章では、既存の噴霧分裂モデルを組み合わせ、新型ハイブリッド噴霧分裂モデルを構築した。さらに、ハイブリッドモデル中の一次分裂モデルに対して、キャビテーションを考慮に入れる新しいモデルの提案を行った。ハイブリッドモデルの各パラメータの影響を考察し、噴霧可視化実験結果と比較することで本研究の噴霧に対する最適なパラメータを決定した。シミュレーション結果は、実験結果と比較して妥当なものであり、圧力条件が変化するようなシリンダ内でも噴霧のシミュレーションを可能にすることができた。

参考文献

1. Alex B. Liu, Daniel Mather, Rolf D. Reitz, *Modeling the Effects of Drop Drag and Breakup on Fuel Sprays*. SAE Paper. 930072. 1993.
2. C. Habchi, D. Verhoeven, C. Huynh Huu, *Modeling Atomization and Break Up in High-Pressure Diesel Sprays*. SAE Paper. 970881. 1997.
3. Peter J. O'Rourke, Anthony A. Amsden, *The Tab Method for Numerical Calculation of Spray Droplet Breakup*. SAE Paper. 872089. 1987.
4. Luigi Allocca, Felice E. Corcione, Annunziata Fusco, *Modeling of Diesel Spray Dynamics and Comparison With Experiments*. SAE Paper. 941895. 1994.
5. C. Beatrice, P. Belardini, C. Bertoli, *Fuel Jet Models for Multidimensional Diesel Combustion Calculations: An Update*. SAE Paper. 950086. 1995.
6. P. Pelloni, G. M. Bianchi, *Modeling the Diesel Fuel Spray Breakup By Using a Hybrid Model*. SAE Paper. 1999-01-0226. 1999.
7. T. Bo, D. Clerides, A. D. Gosman, *Prediction of the Flow and Spray Processes in An Automobile Di Diesel Engine*. SAE Paper. 970882. 1997.

第五章 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム（副室内噴射、点火一体型）

5.1 はじめに

本章ではスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム（副室内噴射、点火一体型）について述べる。第四章で説明したインジェクタ内部流れのシミュレーション結果を噴霧の初期条件として使用するシミュレーション方法を本章のシミュレーションにおいても使用する。本燃焼システムは第二章で述べた副室内点火型燃焼システムとは、構成と燃料噴射方法が異なりインジェクタと点火プラグは点火室中に設置されている。二種類の燃焼システムにおいて混合気形成方法は筒内気流速度を利用して点火室と主燃焼室中の混合気濃度をコントロールする考え方は共通であるが、具体的な手法は異なる。本章の燃料噴射方法は点火室と主燃焼室の通路中の気流速度の変化により実現する。本章に示す燃焼システムは第三章で使用したインジェクタを用いることで、第二章で述べた燃焼システムより点火室と主燃焼室の混合気の制御性を向上する可能性がある。

現在一般的に市販されているガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムは、複雑なピストン燃焼室形状を使って点火性能とシステムの全体的な性能を考えている。スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムは、点火室で点火性能を保証し、燃焼のニーズの通りにピストン燃焼室を設計することができる。点火プラグをシリンダセンターに設置することによりノックの発生の抑制とエンジン圧縮比の向上が可能となると思われる。またインジェクタをシリンダセンターに設置することにより、燃料噴射タイミングをエンジンの回転速度に対して制御することができ、その結果良好な燃焼を得られることが期待できる。

点火室から噴射した火炎は表面が大きな発火源として迅速に主燃焼室内の希薄混合気を点火することができる。副室を利用して希薄燃焼性能を推進する研究について、Noguchiらは点火プラグを副室出口付近に設置し副室により発生した乱流により希薄燃焼を実現した^[1]。本田のCVCCシステムは副室が燃焼を推進することを証明した^[2-3]。他にも点火プラグとインジェクタを副室に設置する燃焼システムがあった^[4]。本章で述べる点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムが他の副室付き燃焼システムと違うところは一つの燃料供給システムのみ利用し、成層希薄燃焼と均質燃焼を実現することである。本章で述べる点火室付き筒内直噴エンジン燃焼システムは、筒内気流の作用で点火室内混合気濃度をコントロールすることにより、点火と燃焼の安定性と希薄燃焼範囲を向上すると考えられる。

5.2 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及び燃料噴射方法

図 5-1 にスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムを示す。このシステムでは点火室を兼ねた副室をシリンダヘッド中に設置した。インジェクタには第三章で使用した噴霧角の小さい高圧スワールインジェクタを採用し、インジェクタと点火プラグは副室内に設置した。インジェクタと流体通路の中心線が一致するように設置した。通路を通して主燃焼室から入る気流を避けるように点火プラグを設置する。

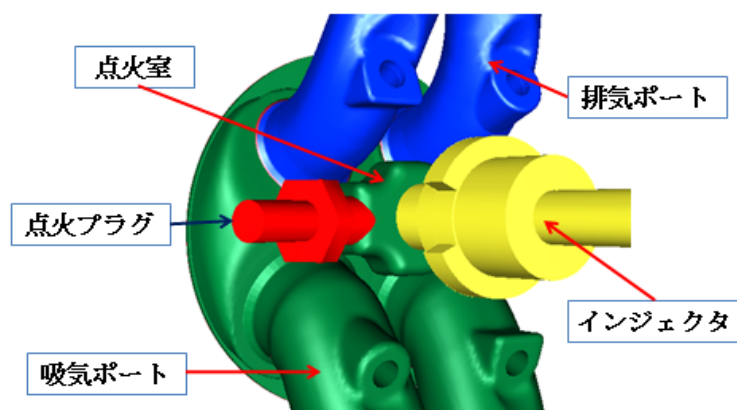


Fig. 5-1 Sketch of the ignition-chamber GDI engine combustion system (swirl injector)

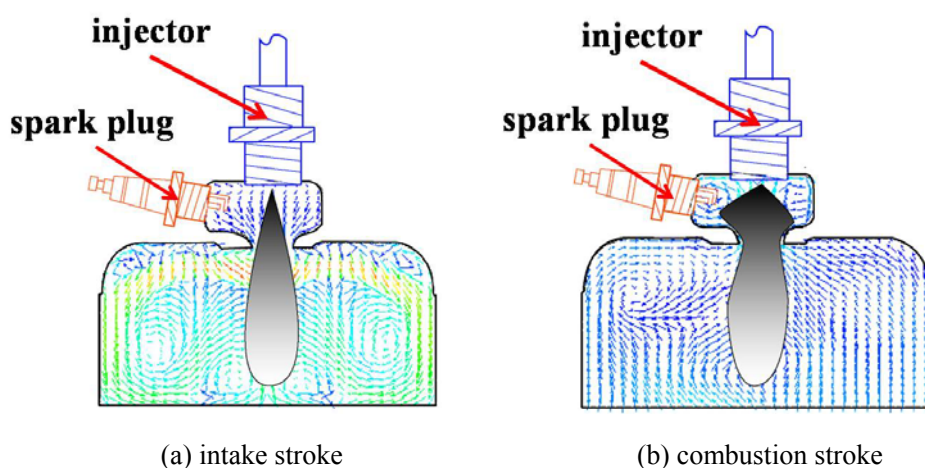


Fig. 5-2 Schematic of the ignition-chamber GDI engine combustion system (swirl injector)

スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに対する燃料噴射方法を図 5-2 に示す。スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムは副室点火型燃焼システムと同様に、コントロール噴射と主噴射を行う。主噴射は吸気行程に行うが、このときの主燃焼室の圧力は低く点火室の通路の

気流速度が小さいため、図 5-2(a)のように多量の燃料が主燃焼室に入り、少量の燃料が点火室に残る。一方、コントロール噴射は圧縮行程に行く。コントロール噴射は次の二つの効果が期待できる。一つは点火室中の混合気濃度を調整することであり、もう一つは主噴射と一緒にエンジンの負荷を調整することである。コントロール噴射は、吸気行程に主噴射を行わなかった場合または主噴射した後点火室混合気濃度が薄い場合に、点火室の点火プラグ周囲に点火しやすい混合気を形成するために行う。コントロール噴射のタイミングは主噴射により変化させる。点火室に残った燃料量はコントロール噴射のタイミングと噴射量に影響される。

燃料噴射方法は以下の三つに分ける。第一の条件では全負荷と高負荷の場合に相当し主噴射のみ行う。この場合、主噴射量が多くなり点火プラグ周囲の混合気が点火しやすくなる。第二の条件では中負荷の場合に適用し、吸気行程で主噴射を行い、圧縮行程でコントロール噴射を行う。この場合主噴射の噴射量は高負荷の場合より少なく、コントロール噴射の噴射量と噴射タイミングは運転状態と主噴射の状況により変化させる。第三の条件では、低負荷の場合に相当し、コントロール噴射のみ行う。この場合、コントロール噴射により点火室と主燃焼室の濃度を制御することができる。噴射量と噴射タイミングとは運転状態により決定する。

5.3 計算格子形状

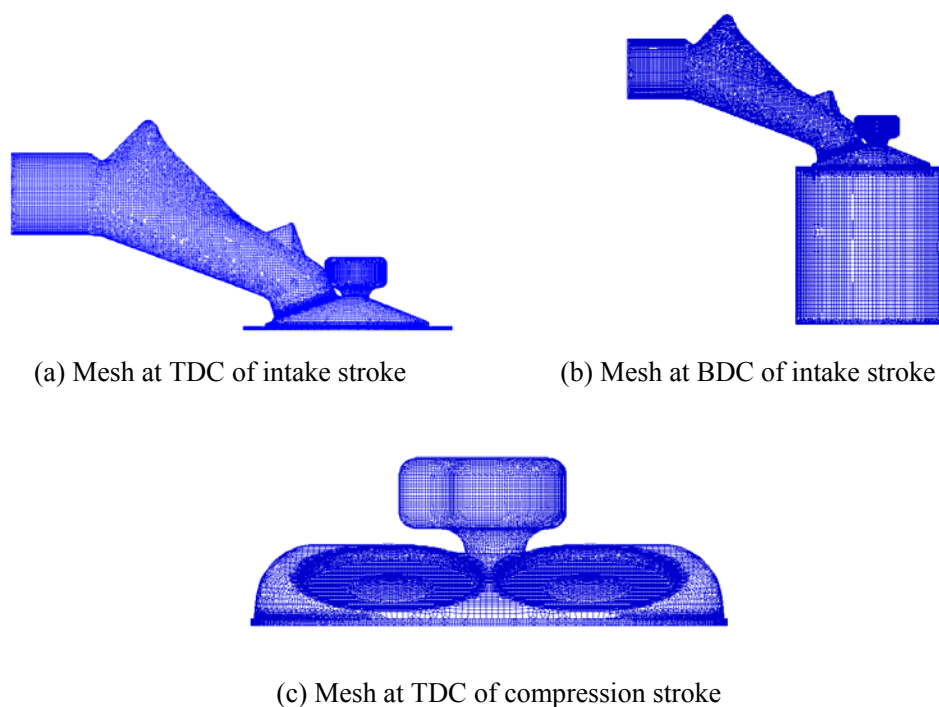


Fig. 5-3 Simulation mesh of the ignition-chamber GDI engine combustion system (swirl injector)

スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム及びその燃料噴射方法による成層混合気の形成を検討するために、典型的なガソリンエンジンのレイアウトに基づき、筒内混合気の形成のシミュレーションを行った。図 5-3 にシミュレーションで使用した計算格子を示す。図 5-3 (a) は吸気行程の TDC での格子(吸気ポート+シリンダヘッド)であり、全体的の格子数は 71 万格子である。図 5-3 (b) は吸気行程の BDC での格子(吸気ポート+シリンダ)であり、全体的の格子数は 76 万格子である。図 5-3 (c) は圧縮行程の TDC での格子(シリンダヘッド)であり、ポート部分を計算する必要がないため全体の格子数は 30 万格子となる。具体的なエンジンパラメータを表 5-1 に示す。

Table 5-1 The basic parameters of the simulation model

No. of valves	4
Compression ratio	11.1
Revolution	600rpm、 3000rpm
Bore/Stroke	80mm/81mm
Displacement	0.455L
Ignition-chamber	number of holes: 1 diameter of ignition-chamber hole: 11mm Volume : 7051 mm ³ Volume ratio of the of ignition chamber to combustion chamber at TDC: 17.5%
Intake valve timing	6°CA BTDC~54°CA ABDC、
Injector type	High-pressure swirl injector
Injection pressure	10MPa

シリンダ内流れのシミュレーションには $k-\varepsilon$ 乱流モデルを採用した。噴霧分裂のモデルには第四章で構築して校正を行ったハイブリッド噴霧分裂モデルを用いた。

Table.5-2 Boundary conditions and Initial conditions

壁面温度		初期条件		
シリンダヘッド	450K	吸気ポート	温度	318K (600rpm)
吸気ポート	330K			309K (3000rpm)
吸気弁	330K		圧力	99930Pa(600rpm)
ライナー	450K			99830Pa(3000rpm)
ピストン	450K	シリンダ	温度	957K
排気弁	550K		圧力	115830Pa

本章で二種類のエンジン回転速度の数値シミュレーションを行った。二つの運行条件で適応各壁面の温度は同じ値とした。境界条件と初期条件を表 5-2 に示す。熱交換過程で壁面温度は定数だと仮定した。吸気ポートの入口に質量流速を境界条件として与えた。600rpm

の時の質量流速を図 2 に、3000rpm の時の質量流速を図 3 に示す。質量流速は一次元の計算により決定した。

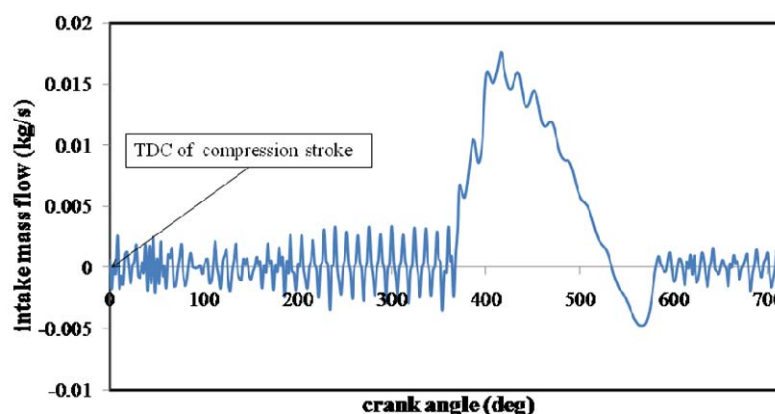


Fig. 5-4 Intake mass flow of inlet (600rpm)

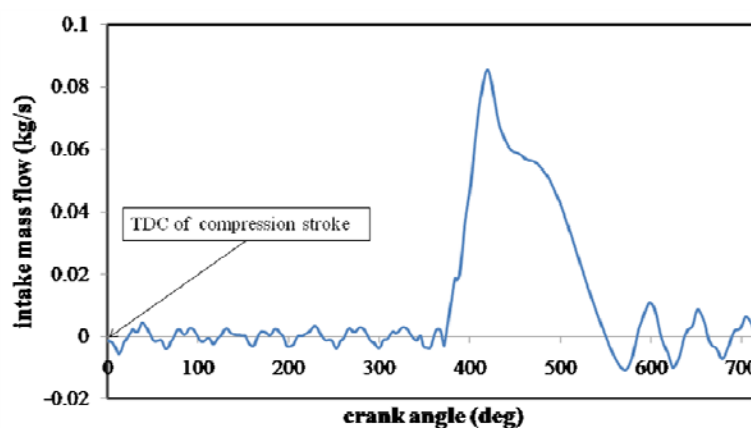


Fig. 5-5 Intake mass flow of inlet (3000rpm)

5.4 3000rpm の回転速度の数値シミュレーション

3000rpm の回転速度における中負荷と低負荷の筒内混合気形成をシミュレーションした結果を述べる。中負荷の場合、主噴射とコントロール噴射の二回噴射を行った。具体的な噴射タイミングと噴射量を表 5-3 に示す。一方、低負荷の場合ではコントロール噴射のみ行った。具体的な噴射パラメータを表 5-4 に示す。

Table 5-3 Parameters of the injection under middle load

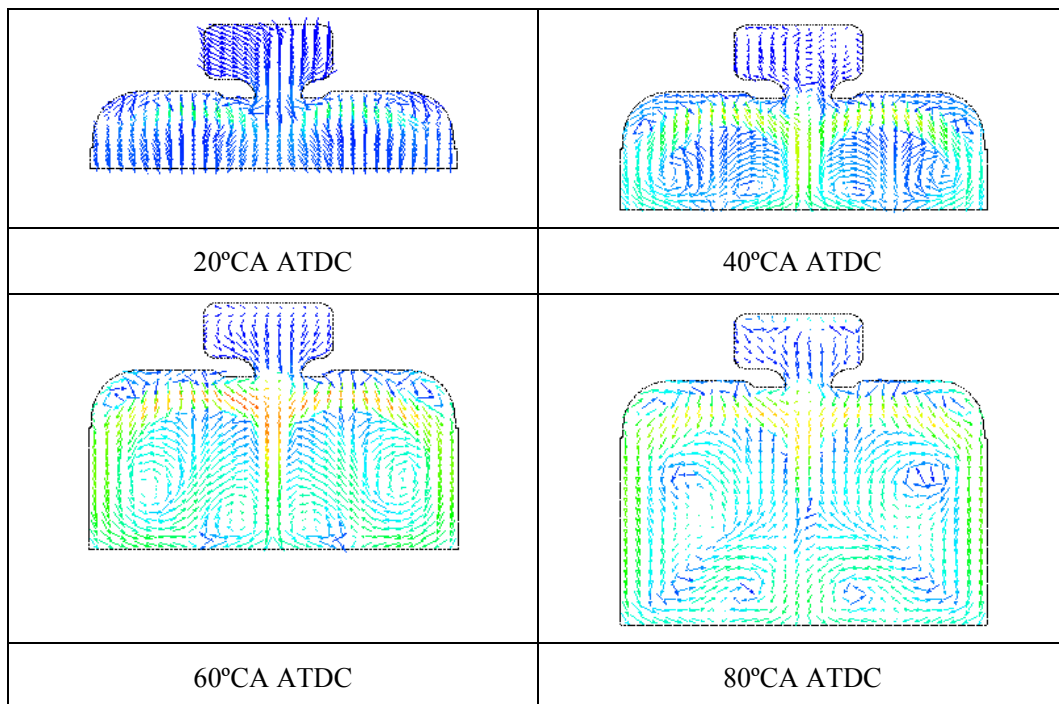
	主噴射	コントロール噴射
開始時刻	吸気行程の 90°CA ATDC	圧縮行程の 110°CA BTDC
噴射期間	0.98ms	0.7ms
燃料噴射量	10mg	7mg

Table 5-4 Parameters of the injection under low load

コントロール噴射	
開始時刻	圧縮行程の 100°CA BTDC
噴射期間	0.7ms
燃料噴射量	7mg

5.4.1 筒内気流速のシミュレーション

筒内気流は噴射タイミングの決定において重要な要因であるため、筒内混合気形成のシミュレーションを行う前に、筒内の気流速の計算を行った。図 5-5 は吸気行程における点火室の対称断面の気流速分布を示している。吸気行程ではピストンの運動と同時に主燃焼室中の圧力が低くなるため、点火室内の空気は通路を通り主燃焼室に流入する。また燃焼システムの主燃焼室と吸気ポートが対称であるため、吸気行程の主燃焼室の気流はほぼ対称であった。また、吸気の全過程において点火室の気流速は主燃焼室に比べ小さく、吸気行程の後期では大きい気流速が徐々に小さくなった。



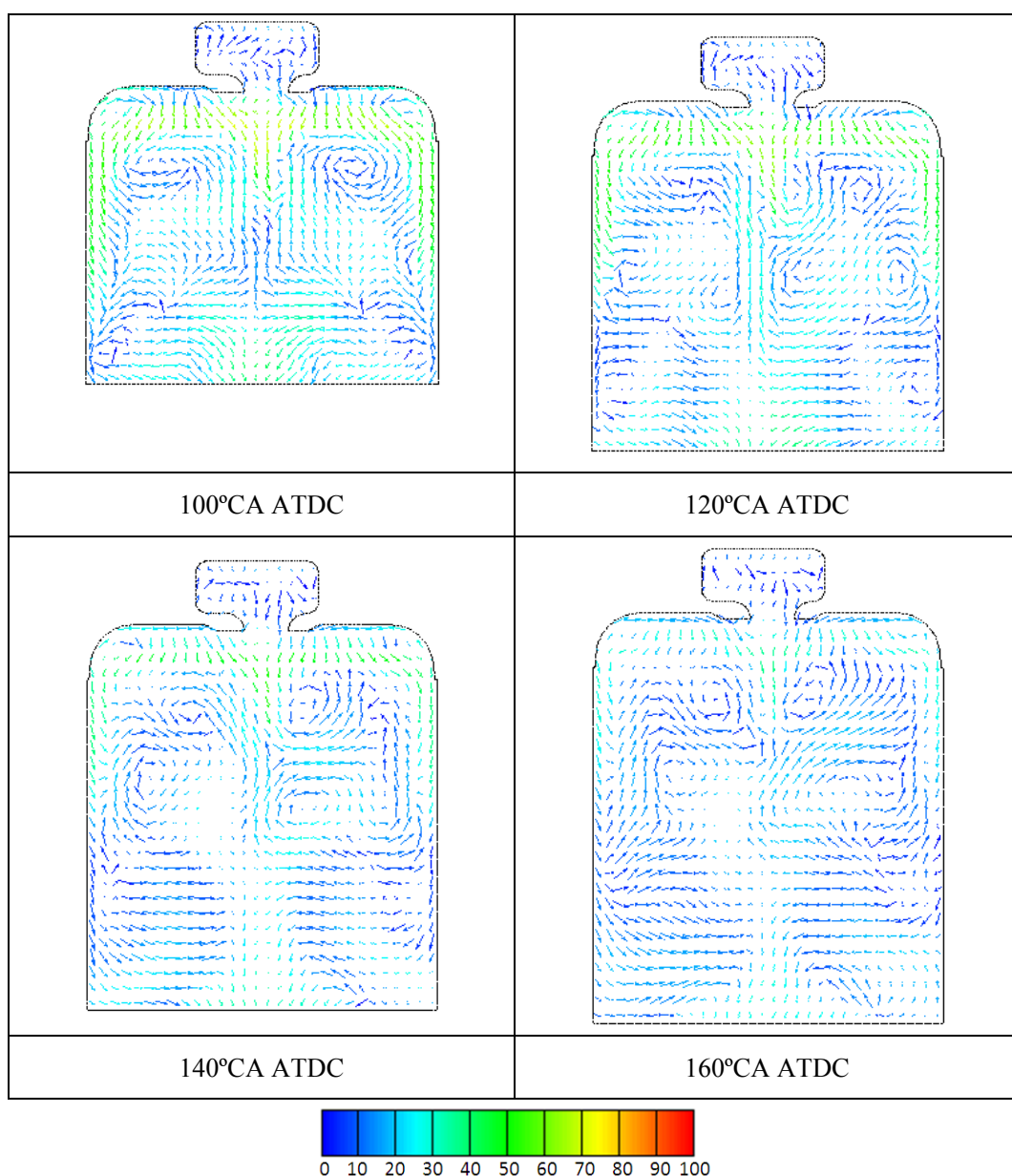


Fig. 5-6 In-cylinder velocity of intake stroke

図 5-7 に圧縮行程における筒内気流速度を示す。圧縮行程でピストンが上昇するとともに主燃焼室の圧力と密度が高くなり、主燃焼室の空気は点火室に流入し流入速度も次第に大きくなる。点火室の通路での気流速度は大きく、点火室では速やかにスワール流を形成する（80°CA BTDC～10°CA BTDC）。速度の大きい気流が減少することは、点火室に乱流を形成し迅速に点火しやすい混合気を形成する利点がある。

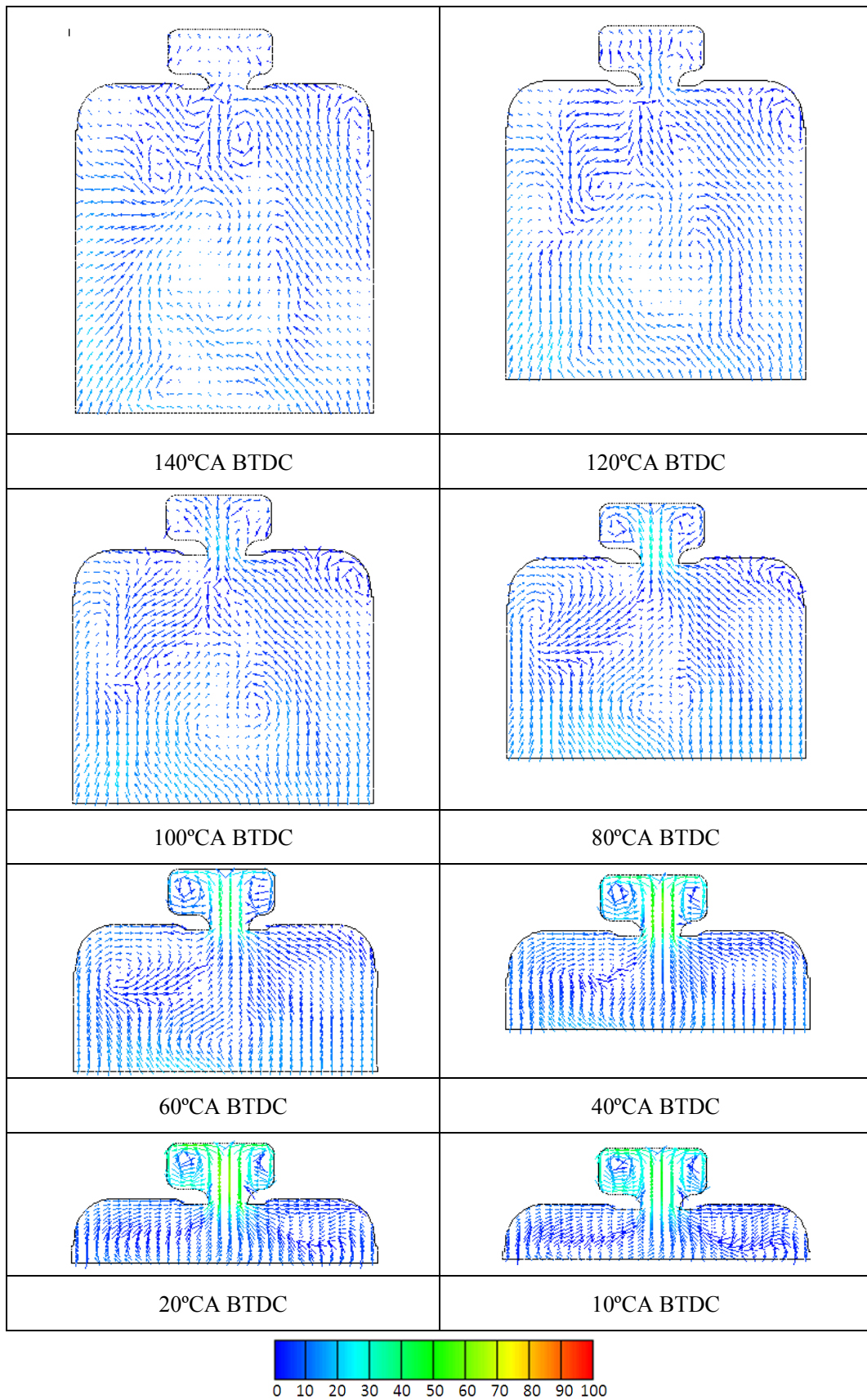
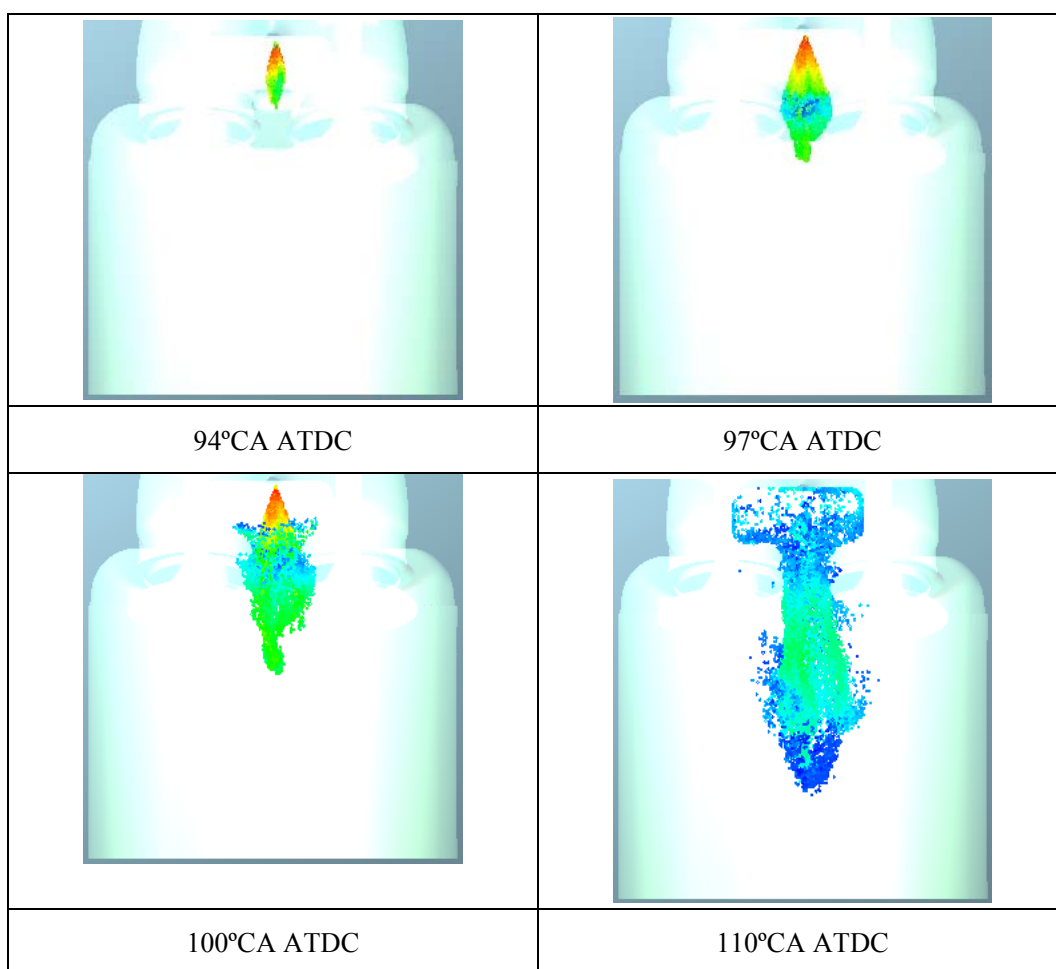


Fig. 5-7 In-cylinder velocity of compression stroke

以上の気流速度数値シミュレーション結果によると、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムでは、3000rpm の回転速度の場合に吸気行程に行う主噴射に対して適切な気流速度が実現できており、圧縮行程に行うコントロール噴射に対しても適切な気流速度があることが分かる。

5.4.2 中負荷の混合気形成のシミュレーション

図 5-8 に中負荷における主噴射を示す。噴霧の一部は通路の壁と衝突したため点火室に残るが、大部分は主燃焼室まで噴射され噴霧幅は大きくなった。主噴射の主たる目的はエンジンの負荷を調整することであるが、点火室に残った燃料は点火室内の混合気濃度の調整に対しても役に立つと考えられる。



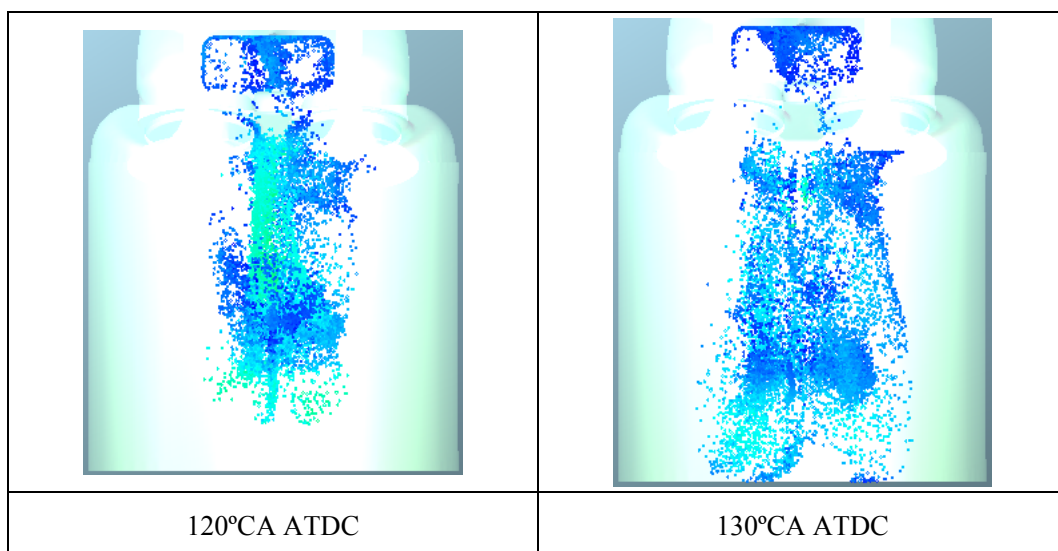
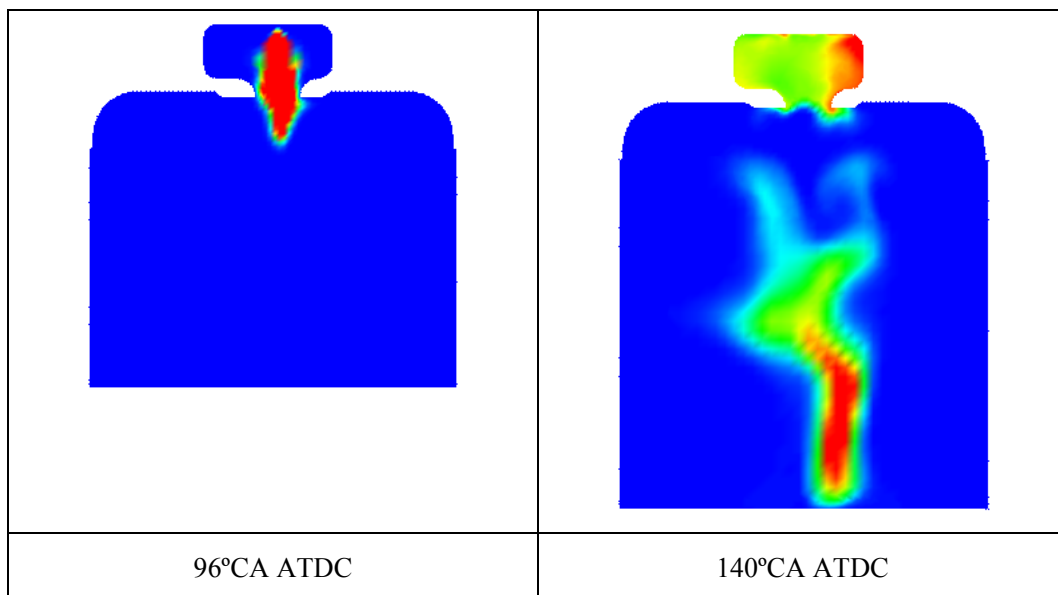


Fig. 5-8 Spray of the main injection under middle load (the first injection)

図 5-9 にコントロール噴射をせずに吸気行程に主噴射を行った場合の筒内混合気の当量比を示す。残留燃料の影響により吸気行程では点火室中の濃度が高い。圧縮行程では主燃焼室の希薄混合気は点火室で圧縮され、点火室の混合気が次第に薄くなっていく。主燃焼室中の燃料は筒内気流の作用により希薄混合気を形成する。圧縮後期では点火室中の混合気が薄くなるため、点火室中の混合気濃度は安定的な点火に対して不十分な結果となった。



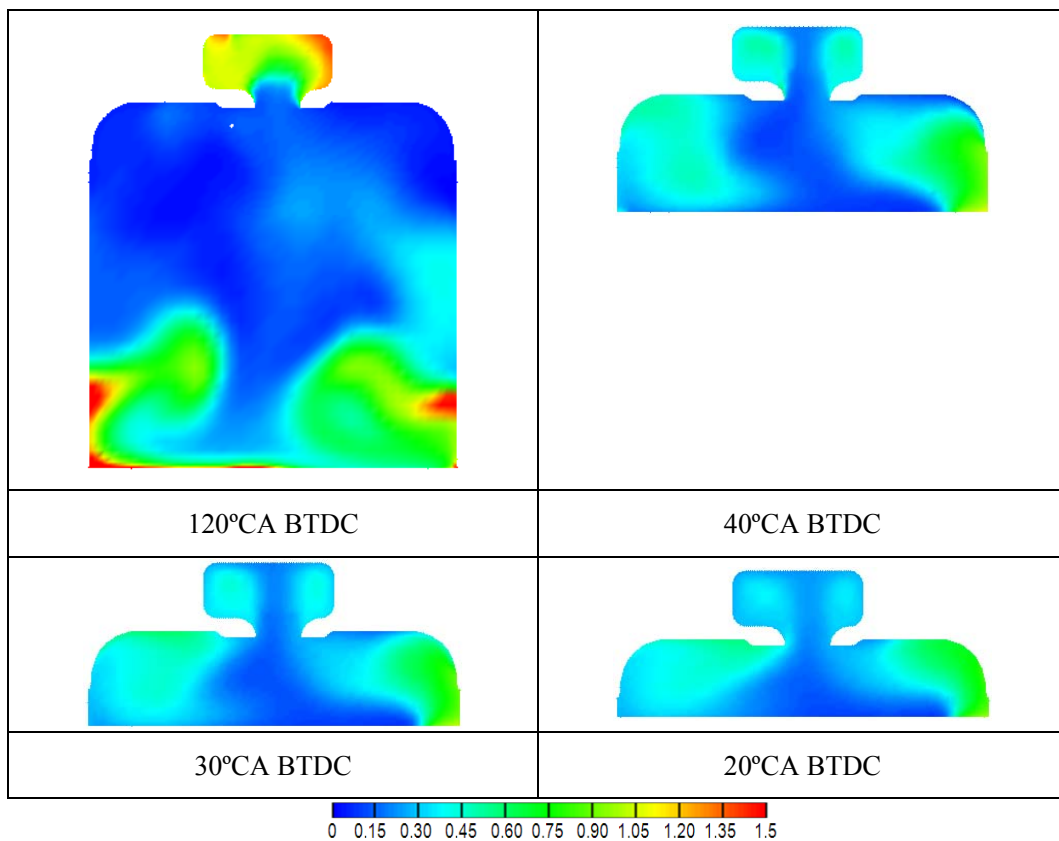
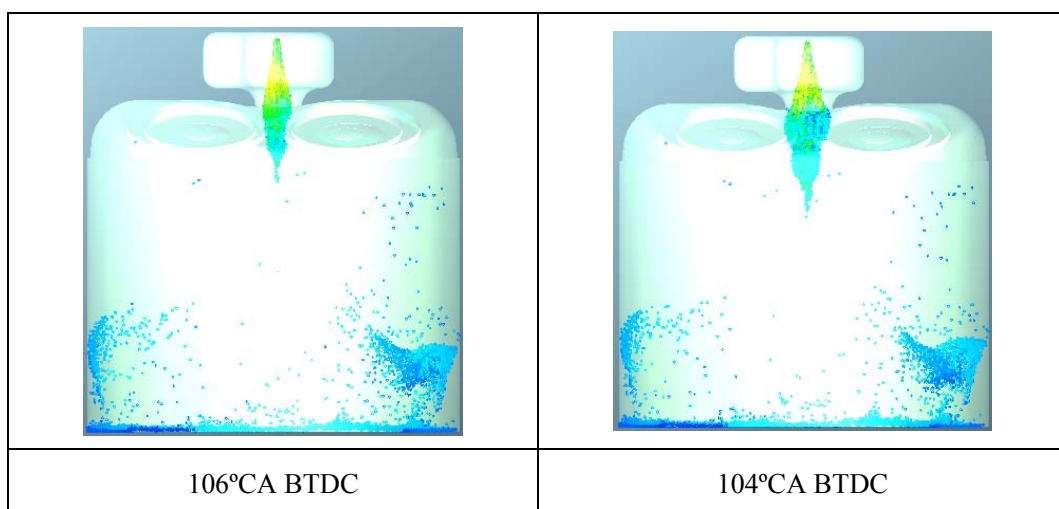


Fig. 5-9 Fuel equivalence ratio of the main injection under middle load (the first injection)

図 5-10 に中負荷のコントロール噴射を示す。これは主噴霧よりも後の二回目の噴射である。噴射初期に点火室にある燃料は少ないが、噴射と同時に点火室中の燃料量は増加し、点火室中で混合気を形成する。一方、主燃焼室まで到達した燃料液滴は主燃焼室で微粒化して混合気を形成する。



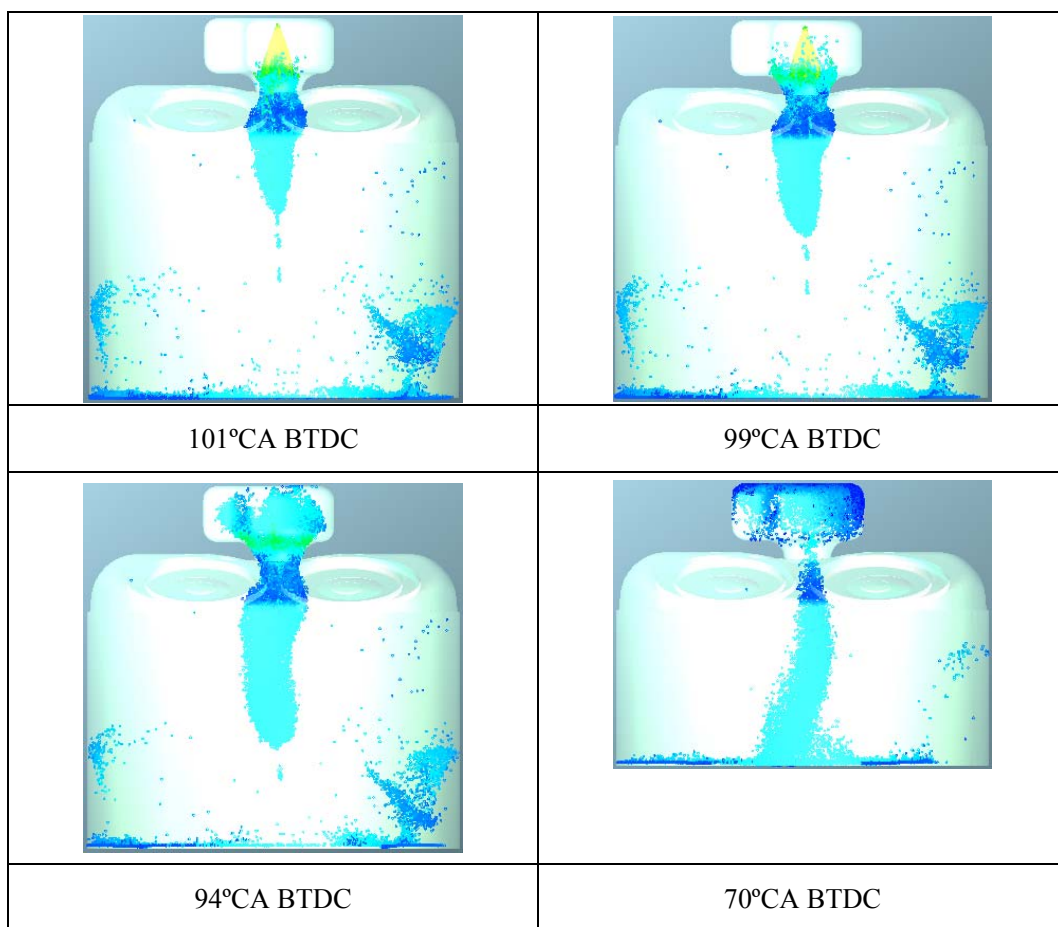


Fig. 5-10 Spray of the control injection under middle load (the second injection)

図 5-11 にコントロール噴射を行った後の筒内混合気当量比を示す。この場合、コントロール噴射の前に点火室と主燃焼室中に噴霧と混合気はすでに存在する。しかしながら、図 5-9 に示したようにコントロール噴射をしないと点火プラグの近傍で点火できる混合気は形成されない。一方、コントロール噴射を行うことにより点火室内の混合気濃度は増加する。コントロール噴射を行った後、主燃焼室中の希薄混合気は点火室に入り、点火室中の混合気濃度は徐々に小さくなる。圧縮行程の 30°CA BTDC から 10°CA BTDC までの間に、点火プラグ近傍と点火室中の広い範囲に 1~1.5 の当量比の混合気がある。すなわち、コントロール噴射により点火室に点火しやすい混合気を形成するとともに、主燃焼室の混合気濃度を増加しエンジンの負荷を調整することができる。

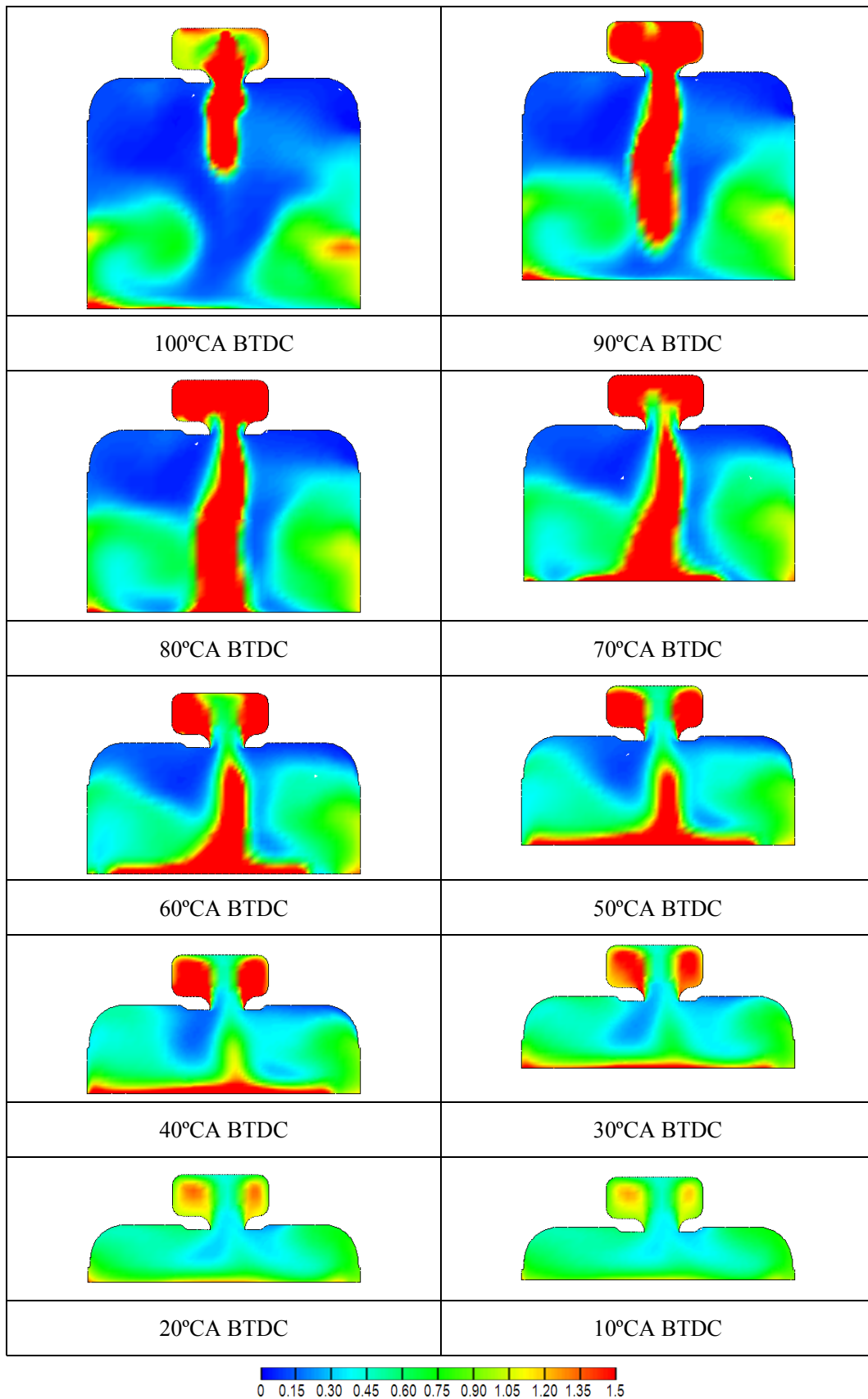


Fig. 5-11 Fuel equivalence ratio of the control injection under middle load (the second injection)

5.4.3 低負荷の混合気形成のシミュレーション

図 5-12 に低負荷でのコントロール噴射を示す。この場合、吸気行程に主噴射を行わなかったため、点火室と主燃焼室内に混合気は存在しない。中負荷のコントロール噴射より多くの燃料が点火室中に残る必要があるために、噴射タイミングは中負荷のコントロール噴射より遅く設定した。図 5-12 と図 5-10 を比べると、低負荷のコントロール噴射は中負荷のコントロール噴射より多くの燃料が点火室に残ることが分かる。中低負荷の噴霧状態と拡散過程は中負荷と低負荷で同様である。

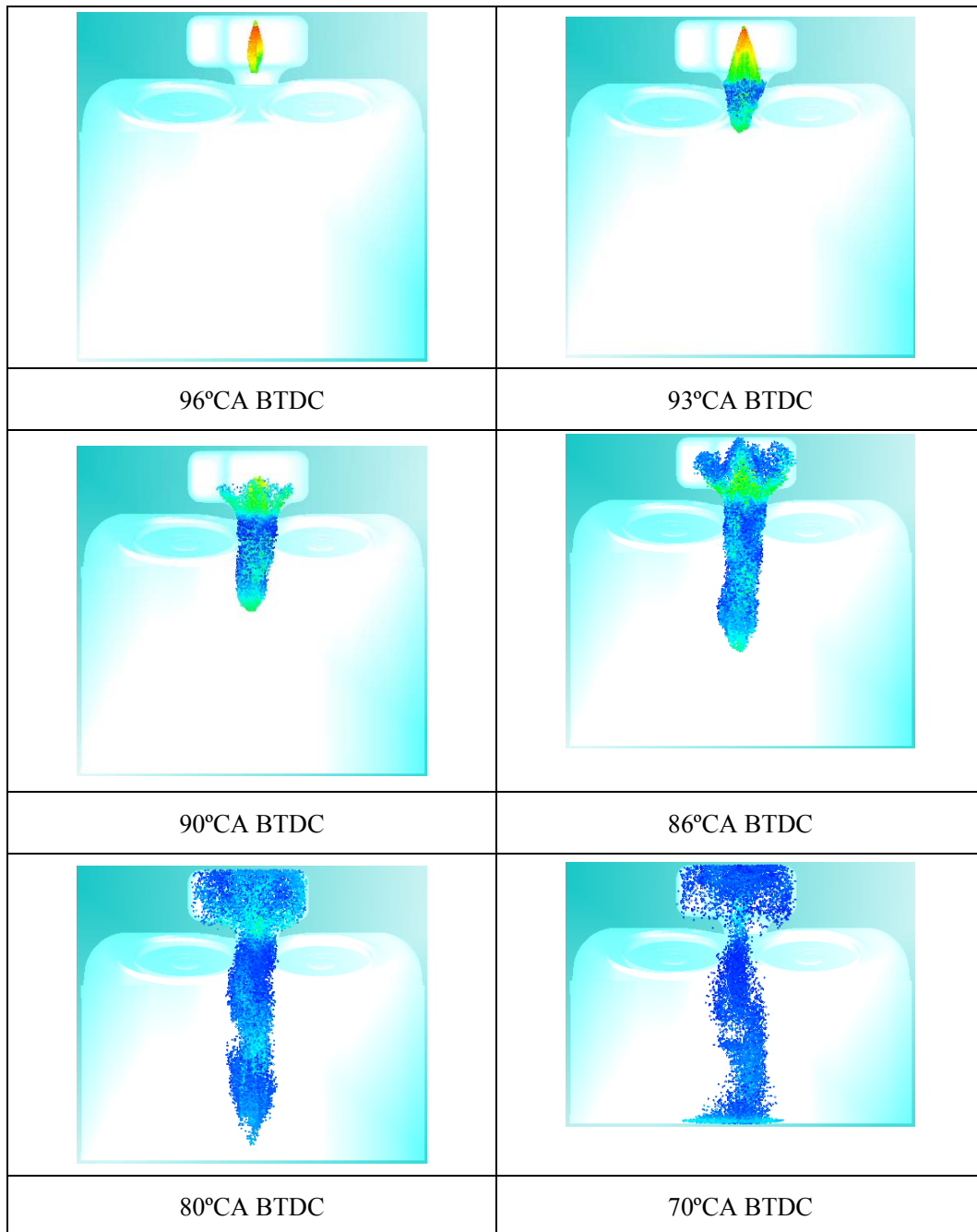


Fig. 5-12 Spray of the control injection under low load

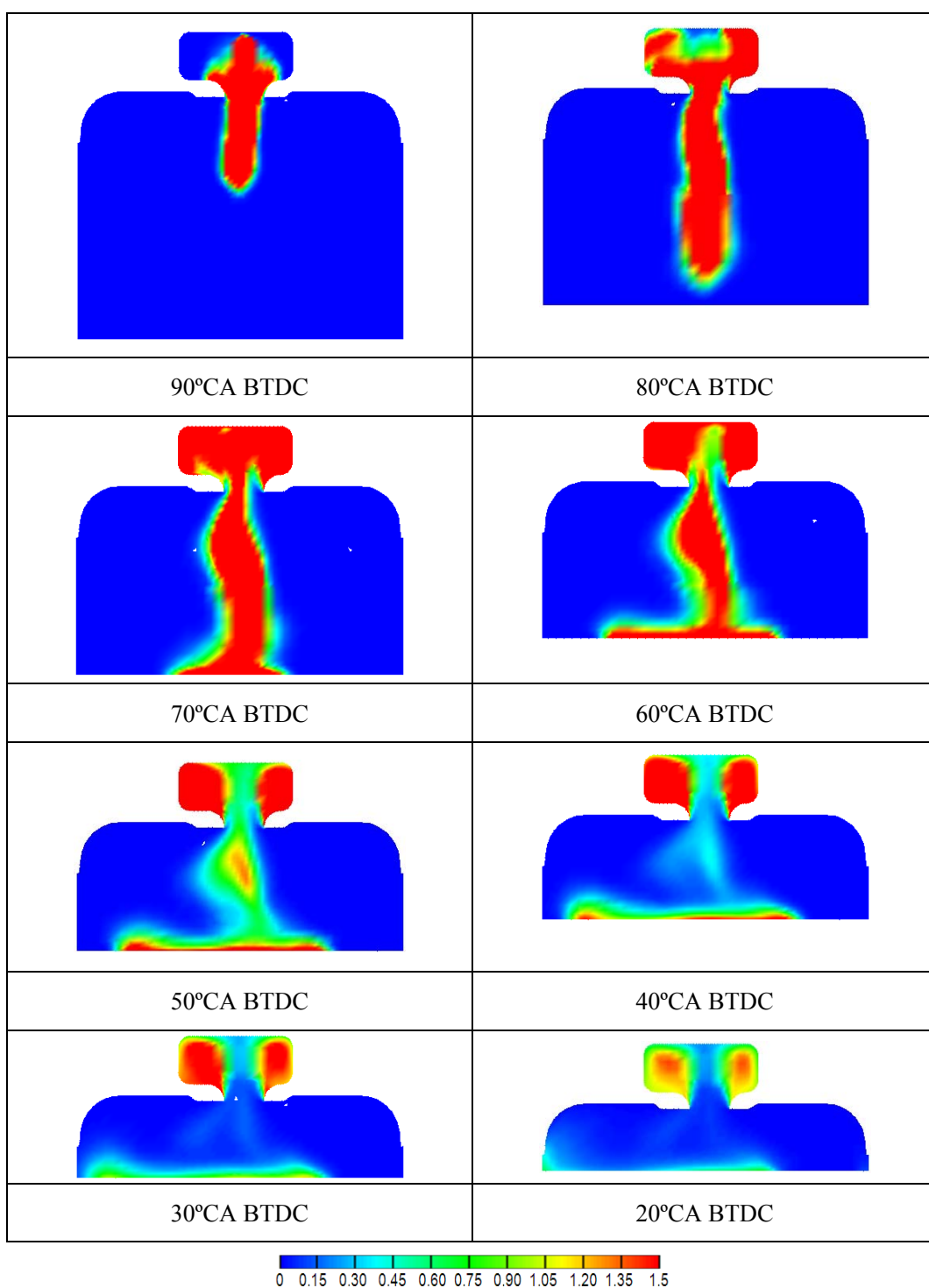


Fig. 5-13 Fuel equivalence ratio of the control injection under low load

図 5-13 に低負荷の運転状態におけるコントロール噴射を行った後の筒内当量比を示す。低負荷では吸気行程に噴射を行わないため、コントロール噴射をする前には筒内の当量比は 0 である。コントロール噴射を行うと、点火室と主燃焼室中の当量比は増加するが、燃料噴射量が小さいために主燃焼室の当量比はすぐに減少する。点火室中の燃料は、主燃焼

室の気流が流入するとともに、徐々に点火可能な範囲の混合気を形成する。今回のシミュレーション結果では圧縮行程の 20°CA BTDC において点火プラグ近傍に 1～1.5 の当量比の混合気を形成できた。

5.5 600rpm の回転速度の数値シミュレーション

本節では回転速度 600rpm での筒内混合気形成シミュレーションを行った。エンジンの回転速度が低い場合には点火室通路の気流速度も小さくなる。そのため形成した点火室中の混合気が安定した点火に対し十分であることを確認する。

Table 5-5 Parameters of the injection under middle load

	主噴射	コントロール噴射
開始時刻	吸気行程の 90°CA ATDC	圧縮行程の 70°CA BTDC
噴射期間	0.7ms	0.7ms
燃料噴射量	7mg	7mg

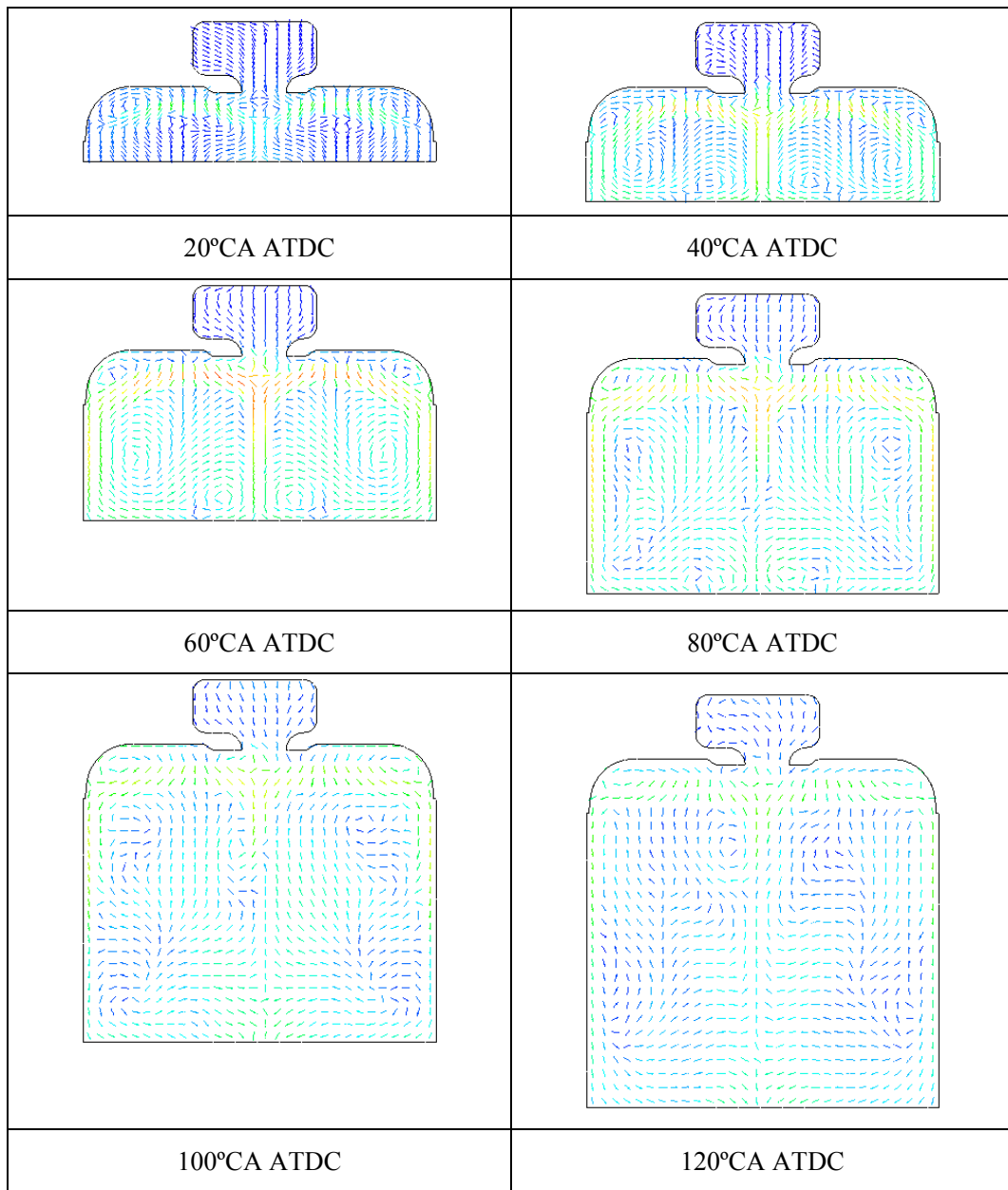
Table 5-6 Parameters of the injection under low load

	コントロール噴射
開始時刻	圧縮行程の 60°CA BTDC
噴射時間	0.7ms
燃料噴射量	7mg

3000rpm の回転速度と同じように、中負荷と低負荷の筒内混合気形成のシミュレーションを行った。中負荷の場合は二回の噴射を行い、低負荷の場合は圧縮行程に一回のコントロール噴射を行う。中負荷での噴射タイミングと噴射量を表 5-5 に、低負荷での噴射タイミングと噴射量を表 5-6 に示す。

5.5.1 筒内気流速度のシミュレーション

図 5-14 に吸気行程の筒内気流速度を示す。気流変化の傾向は 3000rpm 回転速度の場合と同様であり、ピストンの上昇とともに点火室中の混合気は主燃焼室中に流入する。600rpm 回転速度の筒内気流速度は 3000rpm 回転速度の場合よりも非常に小さく、点火室の対称断面における最大速度は約 20m/s だった。



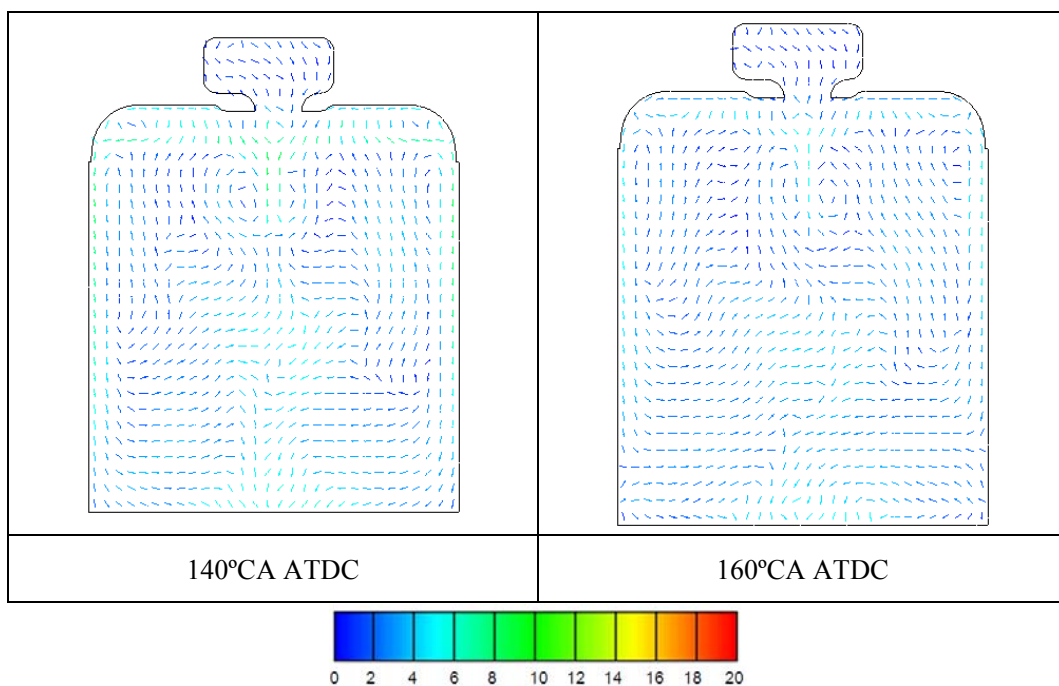
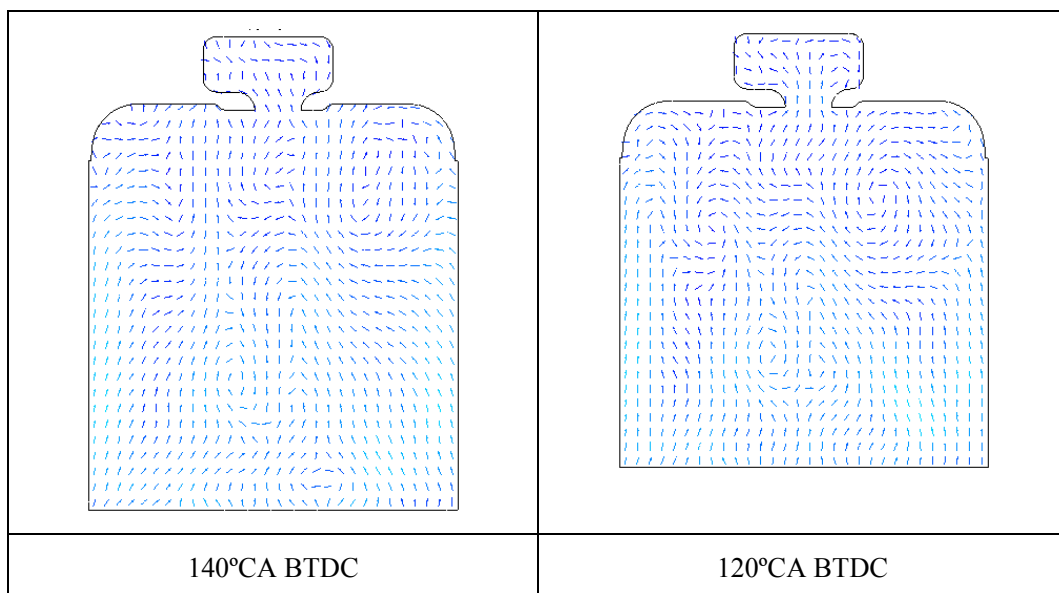


Fig. 5-14 In-cylinder velocity of intake stroke

図 5-15 に圧縮行程の筒内気流速度を示す。圧縮行程の開始から空気は主燃焼室から点火室中へ流入する。点火室通路中の速度は次第に大きくなり、40°CA BTDC で約 12m/s に達した。点火室中に流入した気流は速度が小さくなる。このような速度の変化は点火室内で点火に最適な燃料濃度と気流速度を形成することに対して有利である。



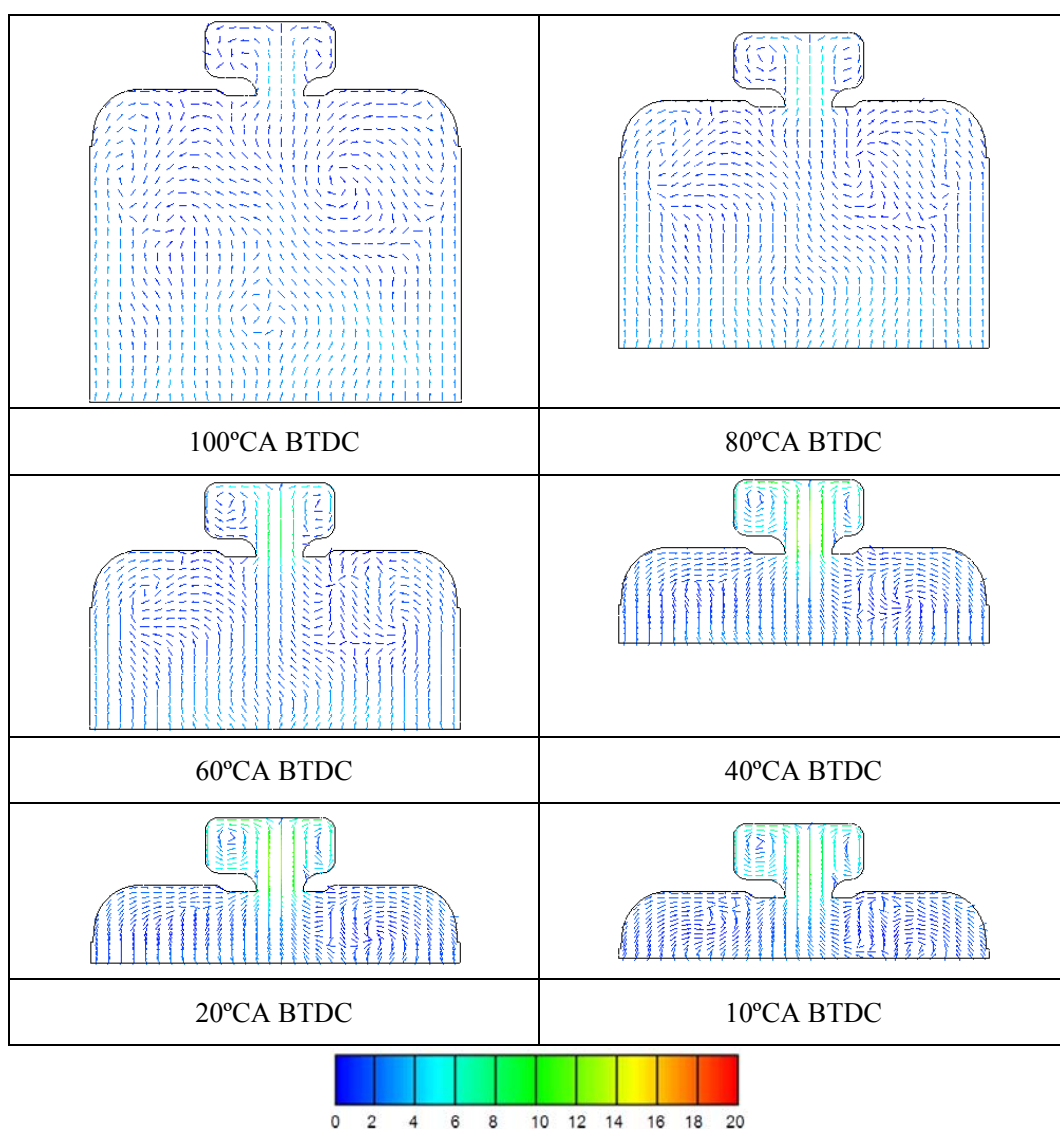


Fig. 5-15 In-cylinder velocity of intake stroke

5.5.2 中負荷の混合気形成のシミュレーション

図 5-16 に中負荷の主噴射を示す。吸気行程に行った主噴射は、一部の噴霧が点火室中に残り、大部分の噴霧が主燃焼室に噴射された。エンジンの回転速度が低いため、燃料噴射は短クランク角範囲で終わる。図から、主燃焼室中の噴霧は広く拡散することが分かる。

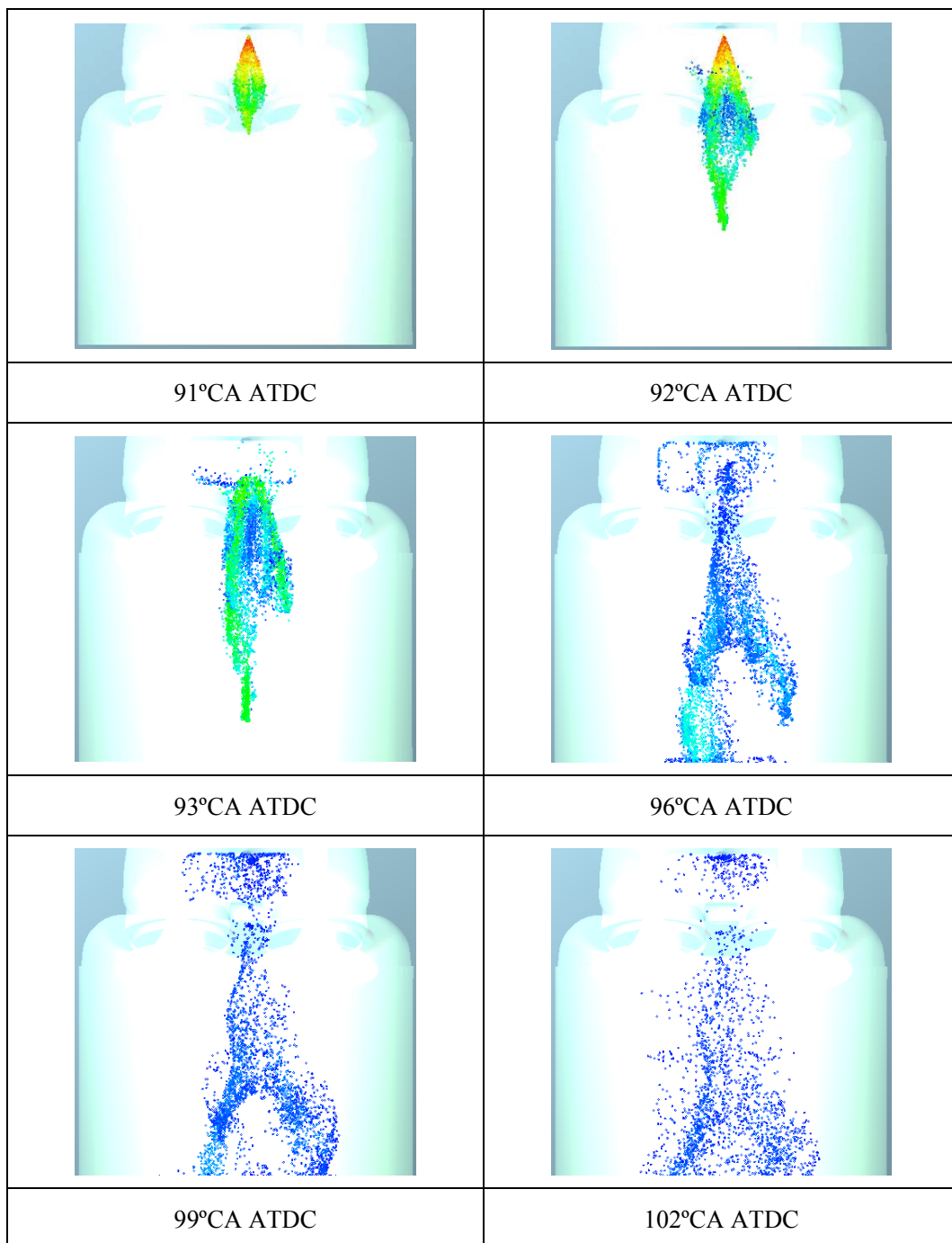


Fig. 5-16 Spray of the main injection under middle load (the first injection)

図 5-17 にコントロール噴射をせず、吸気行程に主噴射のみを行った場合の筒内混合気の当量比を示す。この場合、噴射した燃料が点火室に残ったために吸気行程において点火室の混合気濃度は主燃焼室より高くなる。その後、主燃焼室中の混合気が形成する時間が長いため均質混合気を形成する。点火室内の混合気も徐々に均質になり、点火室内(通路以外)で主燃焼室より濃い混合気を形成する。しかしながら、このような筒内混合気では点火と燃焼を行うことができない。

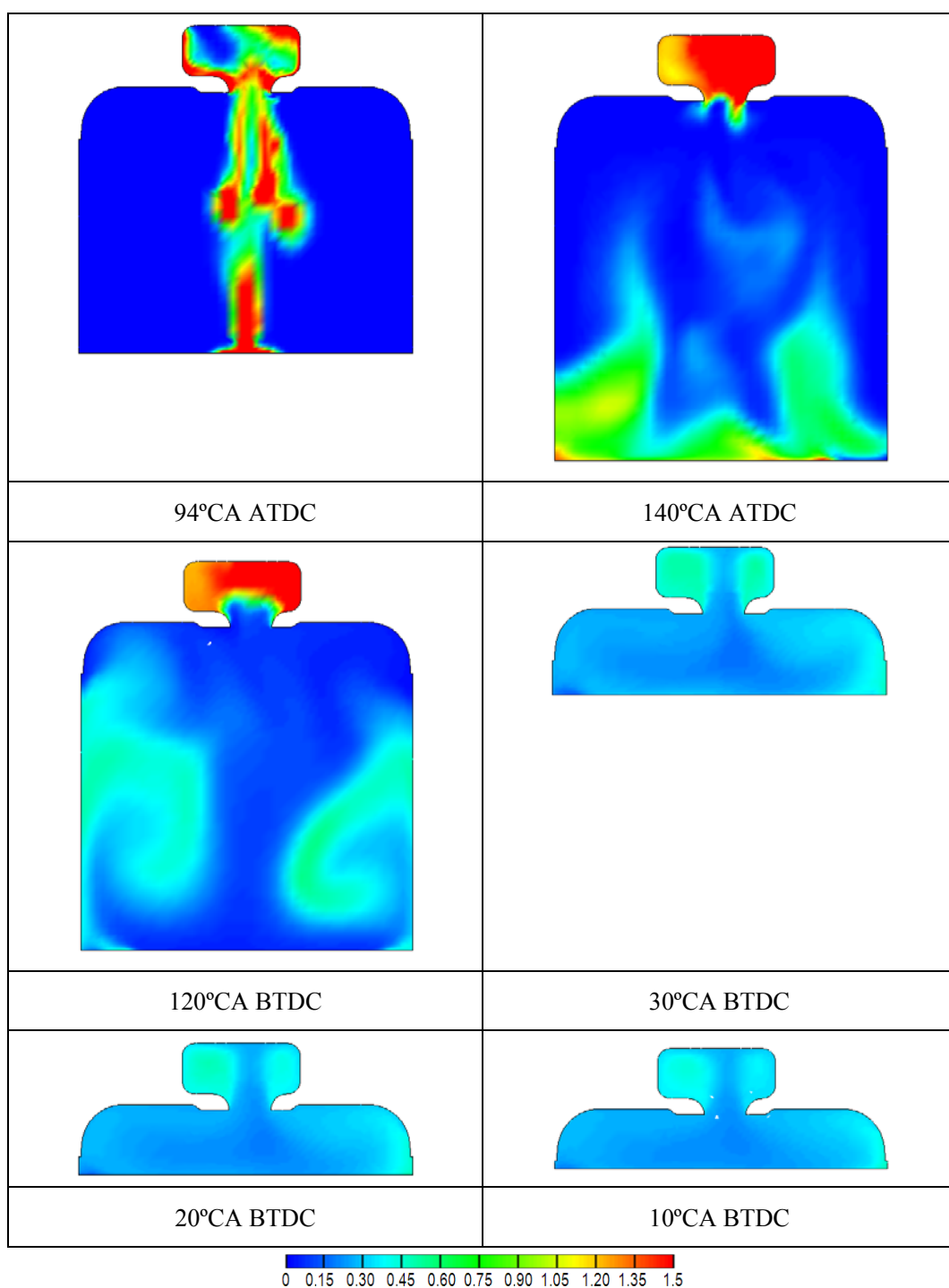


Fig. 5-17 Fuel equivalence ratio of the main injection under middle load (the first injection)

図 5-18 に中負荷のコントロール噴射を示す。これは主噴霧の後の二回目の噴射であり、一回目の噴射後から長い時間経た後に噴射したため、主噴射の噴霧は完全に蒸発して混合気を形成している。このため、図 5-18 で見えるものはすべてコントロール噴射の噴霧である。点火室に残る燃料は主噴射よりも多いことがわかる。

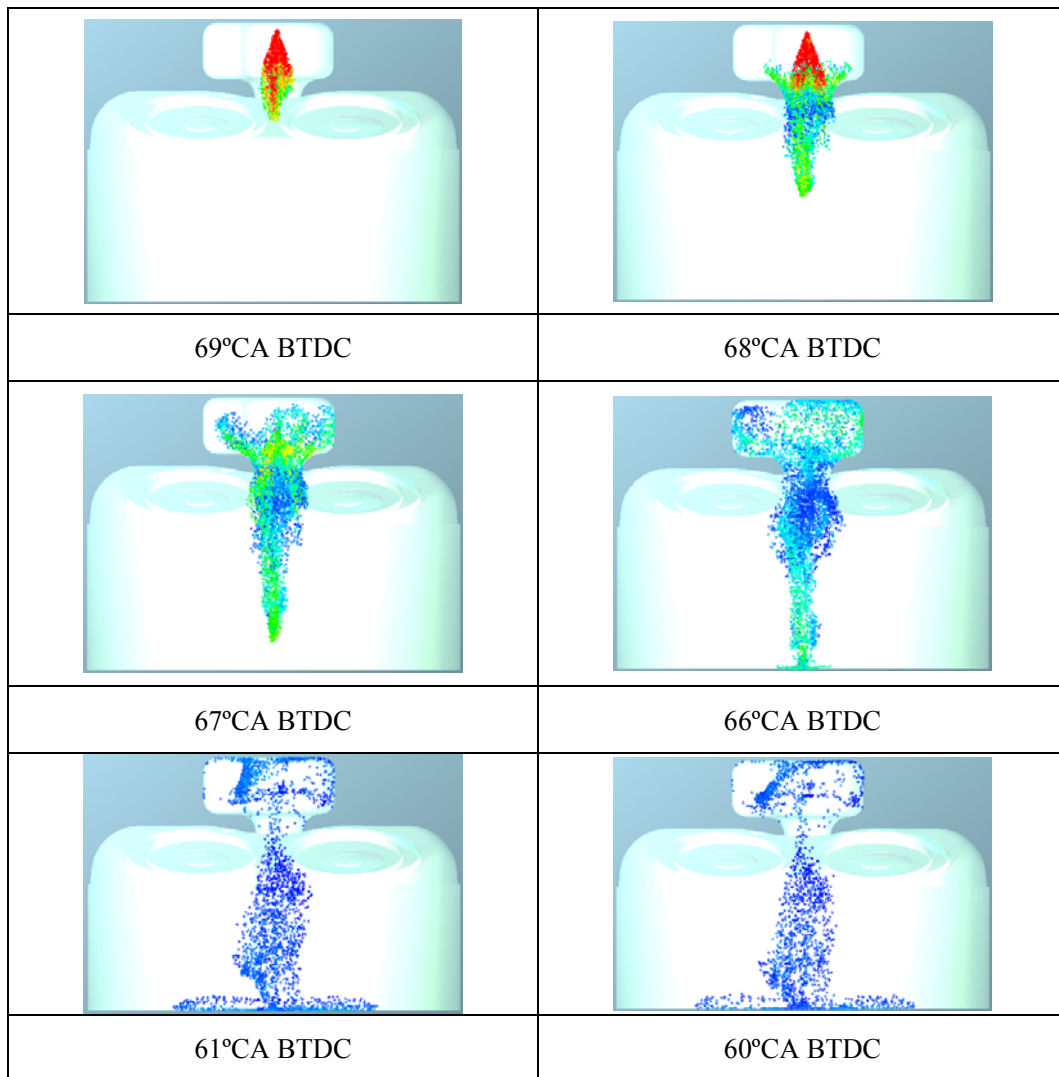
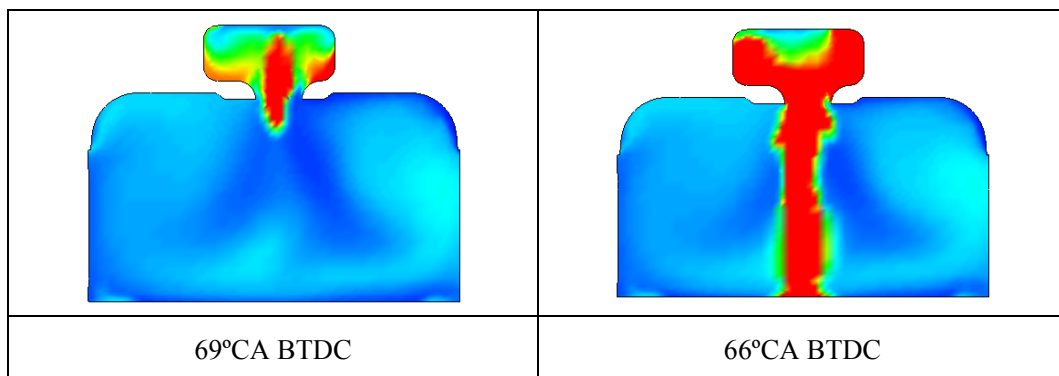


Fig. 5-16 Spray of the control injection under middle load (the second injection)

図 5-19 に中負荷におけるコントロール噴射後の筒内混合気濃度の変化を示す。噴射が始まる時、点火室の混合気濃度は急に向上し圧縮行程の TDC 付近(30°CA BTDC~10°CA BTDC)において点火室内に点火に対して適切な混合気を形成し、主燃焼室では希薄混合気を形成した。



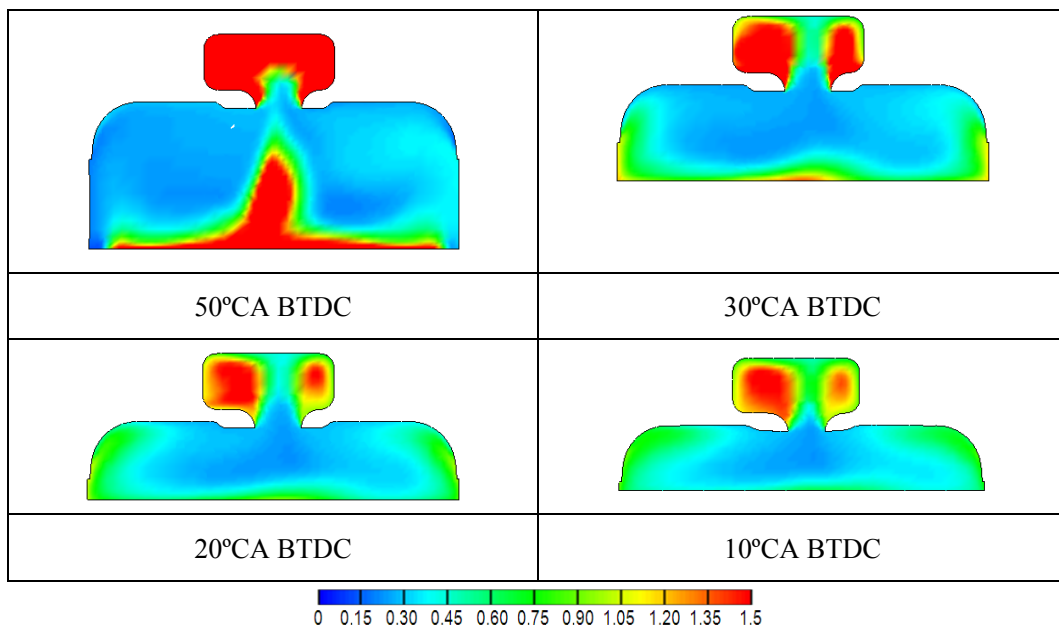
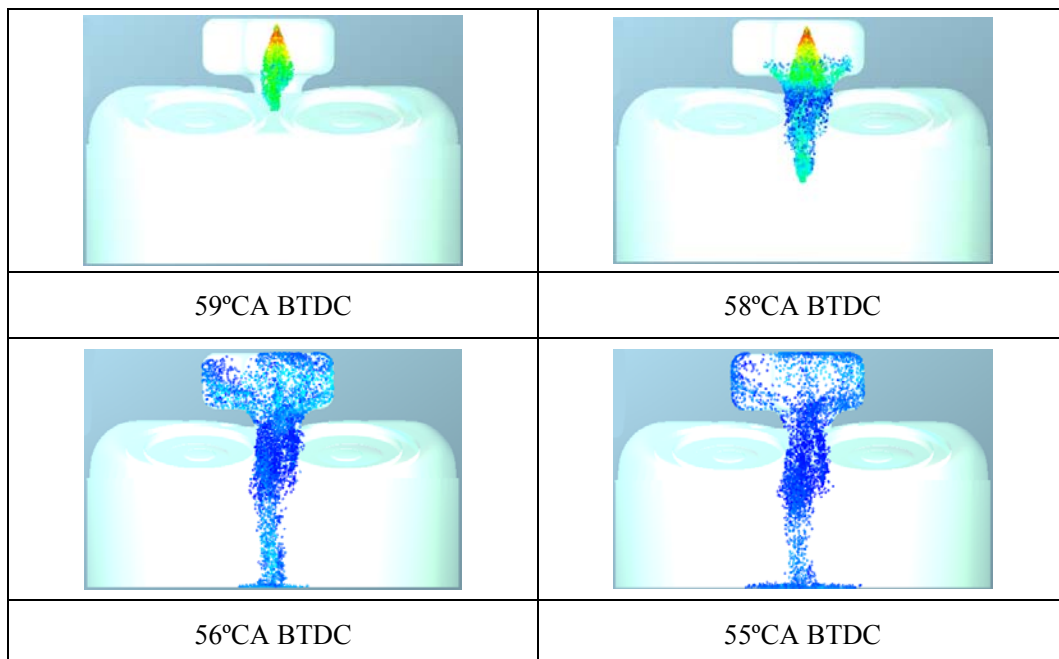


Fig. 5-19 Fuel equivalence ratio of the control injection under middle load (the second injection)

5.5.3 低負荷の混合気形成のシミュレーション

図 5-20 に低負荷でのコントロール噴射を示す。この条件において圧縮行程では主噴射を行わなかった。点火室に安定的な点火を行う混合気を形成するために、中負荷のコントロール噴射より 10 度ほど遅く噴射することで、多くの燃料が点火室に残ることが示された。



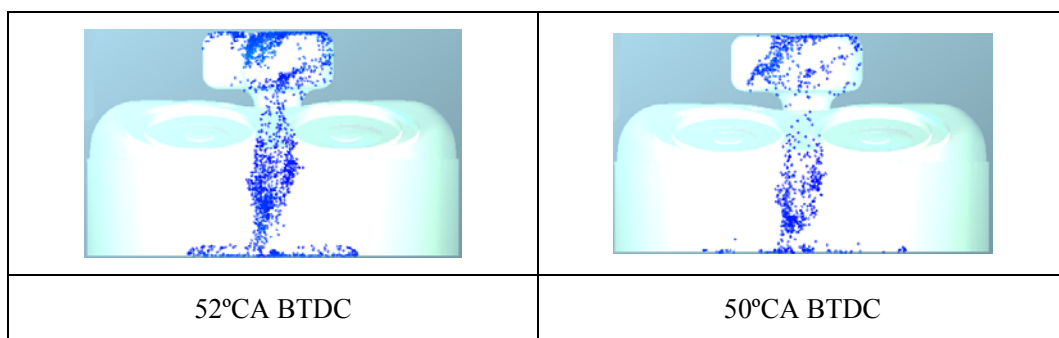


Fig. 5-20 Spray of the control injection under low load

図 5-21 に低負荷の場合の混合気形成を示す。点火室中の混合気は噴射した後、徐々に薄くなり、圧縮行程の TDC 付近で点火室内に点火に対する適切な混合気を形成した。一方で噴射量が少ないため主燃焼室の混合気は非常に薄くなる。

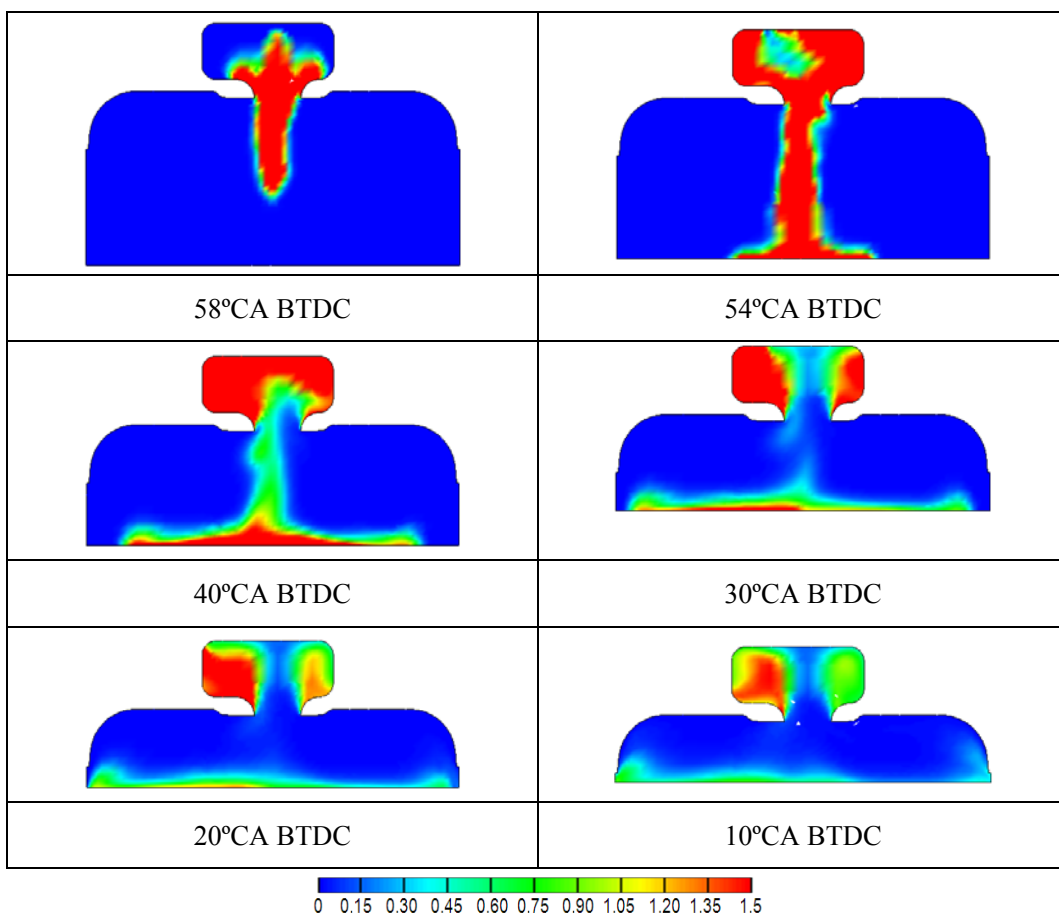


Fig. 5-21 Fuel equivalence ratio of the control injection under low load

5.6 第五章のまとめ

三次元 CFD コードの Fire により、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムとそれに対する燃料噴射方法を検討した。600rpm とミディア

3000rpmの2種類の速度における中低負荷の筒内混合気形成についてシミュレーションを行い、燃料噴射と筒内混合気形成について以下の知見を得た。

- (1) 吸気行程と圧縮行程にスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの燃料噴射方法に対して適切な筒内気流がある。
- (2) 中負荷の場合、吸気行程に主噴射を、圧縮行程にコントロール噴射を行うと、適切な成層混合気を形成することができる。
- (3) 低負荷の場合、圧縮行程にコントロールのみ行うと、点火室に点火しやすい混合気を形成することができる。
- (4) エンジン回転速度が遅い場合、コントロール噴射も遅く行う必要がある。

これらの結果を踏まえて、提案した点火室付きガソリン筒内直噴エンジンの総合評価は以下のとおりである：

第二章に述べたシステムと比較して本章の点火室付き筒内直噴エンジンは、実物を作りやすい。本章の燃焼システムで噴霧をコントロールする気流は線形に変化するため燃料噴射方法の調整は容易である。

参考文献

1. Noguchi M., Sanda S., Nakamura N., *Development of Toyota Lean Burn Engine*. SAE Paper. 760757. 1976.
2. Yagi S., Fujii I., Watanabe M., Narasaka S., *On the Emission-Combustion Temperature Relationship in the CVCC Engine*. SAE Paper. 760109. 1976.
3. Date T, Yagi S, *Research and Development of the Honda CVCC Engine*. SAE Paper. 740605. 1974.
4. Brandstetter W.R., Decker G., Reichel, K., *The Water-Cooled Volkswagen PCI-Stratified Charge Engine*. SAE Paper. 750869. 1975.

第六章 結論

1996 年に三菱自動車ガソリン筒内直噴エンジンを搭載した自動車を開発した後、ガソリン筒内直噴エンジンは広く開発、生産されてきた。副室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムは点火安定性と希薄燃焼性能の利点があるため、これまでに幾つか研究例は報告されているものの、本研究で行ったような副室と筒内気流変化を利用して副室と主燃焼室の混合気濃度をコントロールする燃焼システムはこれまで報告されていない。本研究では高圧スワールインジェクタ内流れと点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの混合気形成について数値シミュレーションを行った。

第一章では、本研究の背景と従来の研究内容、本研究の概要を記述した。

第二章では、副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの点火室内混合気形成に対するシミュレーション結果を示した。

第三章では、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに用いる高圧スワールインジェクタ内流れに関する数値シミュレーション結果を示した。ここでは、噴射条件とスワールスロット数が内流れに与える影響を明らかにした。

第四章では、ハイブリッド噴霧分裂モデルを構築して、本研究のインジェクタに対して、一次分裂モデルを修正するとともに定容容器中の噴霧シミュレーションを可視化実験結果と比較することでモデル内のパラメータを構成した。

第五章では、異なる回転速度条件における中低負荷状態の筒内混合気形成についてシミュレーションを行い、スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムの筒内気流と筒内混合気の特徴を明らかにした。

以下に各章で明らかになった結論を記述する。

6.1 副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム（第二章）

副室内点火型ガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに対して重要なことは、吸気行程に行う主噴射の噴霧が点火室に流入することを抑制する一方で、圧縮行程に行うコントロール噴射は点火室に流入できることである。本章では筒内気流形成を対象にシミュレーションを行い、以下の知見を得た。

(1) 吸気行程の主噴射、圧縮行程のコントロール噴射にはそれぞれ適切な筒内気流速度がある。吸気行程においてインジェクタと点火室の間に生じる強い流れは、主噴射の噴霧

が点火室に流入することを抑制する効果がある。圧縮行程では吸気行程に発生した気流が弱くなり、その結果コントロール噴射が点火室に入ることを容易にする。(Fig.2-5～Fig.2-8)

(2) コントロール噴射を用いることにより、点火室に流入した燃料は点火室内に大きく広がり、点火しやすい混合気を形成することができる。(Fig.2-10)

6.2 高圧スワールインジェクタの内部流れの数値シミュレーション (第三章)

スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムに小さい噴霧角の高圧スワールインジェクタを用いる。その前段階として、本章ではインジェクタ内流れを明らかにし、筒内混合気を形成するために必要な噴霧の境界条件を決定した。また様々な噴射条件とスワールスロット数を変化させた場合に対するインジェクタ内流れを明らかにした。本章では以下の知見を得た。

(1) 異なる雰囲気圧力に対してインジェクタ内流れのシミュレーションを行った結果、インジェクタ SAC 容積の流速分布は同様の傾向となるが、噴射ホール中の出口付近の流速分布は異なった。(Fig.3-11、Fig.3-12) また SAC 容積中の断面 ($Y=-6 \times 10^{-4}m$) の軸方向とスワール方向の速度比 VR はほぼ同じだったが、出口付近の断面の VR は異なり、低雰囲気圧力の方が少し小さくなった。(Fig.3-15、Fig.3-16)

(2) 低雰囲気圧力の出口付近の断面のキャビテーション率は、高雰囲気圧力のより大きい。(Fig.3-18、Fig.3-19)

(3) 噴射圧力が異なる場合、回転速度と出口速度は大きく異なったが SAC 容積と出口の二つ断面の VR は同様である。このことからインジェクタの設計は VR に対して大きな影響を与えることが明らかになった。(Fig.3-25～Fig.3-27)

(4) 燃圧が異なる場合、高燃圧の出口付近のキャビテーション率は高い。(Fig.3-30)

(5) スワールスロットを変化させた場合、回転速度と出口速度はスワールスロット数の増加とともに増えるものの(Fig.3-35)、VR の変化は小さい。(Fig.3-38、Fig.3-39)

(6) スワールスロット数が異なる三種類のインジェクタでのキャビテーション率を比較すると、スワールスロットが多いほどキャビテーション率は高くなることが示された。(Fig.3-36、Fig.3-37)

6.3 噴霧モデルの構築と噴霧シミュレーション (第四章)

噴霧分裂モデルを組合せることでハイブリッドモデルを構築するとともに、使用されている一次分裂モデルを校正した。可視化実験の結果と比較し、シミュレーション結果を評価した結果以下の知見を得た。

(1) 本研究の高圧スワールインジェクタに対して、ハイブリッド噴霧分裂モデルの一次分裂モデルを修正する必要がある。

(2) 修正したハイブリッド噴霧モデルで異なる雰囲気圧力における噴霧シミュレーションを行うことができる。

6.4 スワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システム（副室内噴射、点火一体型）（第五章）

三次元 CFD コードによりスワールインジェクタを用いた点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムとそれに対する燃料噴射方法を検討した。計算は中低負荷である低回転速度(600rpm)と中等回転速度(3000rpm)の 2 条件について筒内混合気形成をシミュレーションした。また中負荷の条件では主噴霧とコントロール噴霧の 2 回の噴射を行い、低負荷の条件ではコントロール噴射のみ行った。異なる回転速度と負荷の場合に対して噴射タイミングを調整することにより点火室に点火しやすい混合気を形成できるかを確認することを目的としている。得られた結果から以下の結論を得た。

(1) 異なる運転速度において、点火室と主燃焼室の連絡通路に燃料噴射方法に対する適切な気流速度の変化がある。(Fig.5-6、Fig.5-7、Fig.5-14、Fig.5-15)

(2) 低回転速度の場合においても点火室に点火しやすい混合気を形成することができる。

(3) 回転速度と負荷が異なる場合においても、点火室に混合気の濃度分布は似ており、点火しやすい濃度の混合気を形成することができた。(Fig.5-11、Fig.5-13、Fig.5-19、Fig.5-21)

以上を総合して、点火室付きガソリン筒内直噴エンジン燃焼システムで点火し易い混合気を形成することを示した。さらに、高圧スワールインジェクタ内部流れの特徴を明らかにするとともに、構築したハイブリッド噴霧分裂モデルと新規に提案した一次分裂モデルを利用することで、インジェクタ内部から混合気形成までの一連の現象をシミュレーションにより明らかにすることができた。

謝辞

本研究は群馬大学大学院工学研究科石間経章教授、大連理工大学隆武強教授のご指導のもとに行われました。本研究の遂行にあたり、終始的確にかつ暖かくご指導さった石間教授、隆教授に深く感謝申し上げます。

また、論文をまとめるにあたり、新井雅隆教授、志賀聖一教授、天谷賢児教授、千葉大学森吉泰生教授より多くの適切なご指摘を頂きました。心よりお礼申し上げます。

研究を始めとして、日本での生活について多くのご関心、ご助言をいただきました小保方富夫教授に深く感謝申し上げます。

大変お世話になった川島久宜助手に感謝の意を表します。

中国にいた時様々なご協力をいただいた同じグループの田江平氏、蘇新氏、賈立全氏に感謝の意を表します。また、大連理工大学隆武強教授研究室と群馬大学工学部エネルギー第4研究室の皆様に感謝の意を表します。

二年間の留學生活に様々なご支援をいただいた「アジア人財資金構想」プロジェクトにお礼を申し上げます。

数年来、ご支援、激励をいただいている両親に感謝の意を表します。

ご理解、ご支援をいただいている岳父と岳母に敬意を表します。

最後にご支援をいただいている妻張鵬氏に感謝します。

付録 A

点火室付きガソリン筒内直噴エンジンの初期実験研究

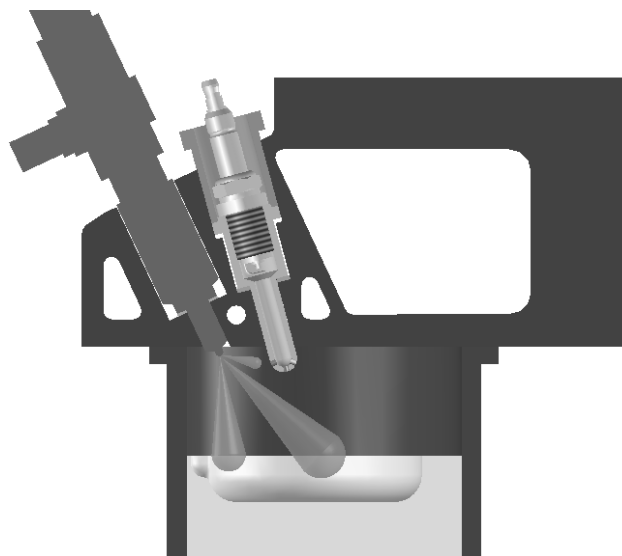


Fig. A-1 Sketch of the ignition-chamber combustion system

Table A-1 Parameters of the test engine

Type	Ignition –chamber GDI engine
Style	one cylinder four-stroke、 water-cooling natural aspirate
Bore/Stroke	100mm/120mm
Compression ratio	12
Displacement	1.027L
Injector hole: No./ Diameter	3/0.24mm

点火室がガソリン直噴燃焼システムの性能に与える影響を検討するために、一台の 2100B 型のディーゼルエンジンをベースとし、図 A-1 に示す実験用点火室付きガソリン筒内直噴エンジンを作成した。具体的なパラメータを表 A-1 に示す。本実験の目的は、点火室付き燃焼システムの可能性を確認することである。

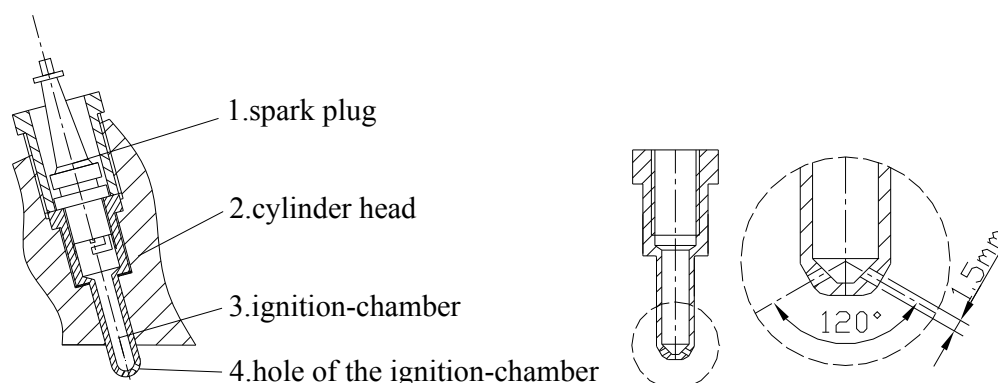


Fig. A-2 Structure of the ignition-chamber

Table A-2 Parameters of the ignition-chamber

Diameter of ignition chamber	8mm
Volume of ignition chamber	3336mm ³
Volume ratio of the of ignition chamber to combustion chamber at TDC	4.1%
Hole of ignition chamber	4×φ1.5

点火室の構成を図 A-2 に示す。本実験では点火プラグを点火室に設置し、点火室と主燃焼室を四つの孔を通して接続する。点火室の具体的なパラメータを表 A-2 に示す。アイドリング運転状態では燃料噴射量が最も小さい。すなわち、アイドリング運転状態での点火と燃焼の安定性は、燃焼システムの評価パラメータとして扱うことができる。実験用エンジンの圧縮比は 12:1 とした。噴射系には三孔式インジェクタを採用した。インジェクタのうちの一つのインジェクタホールは点火室に向かって設けられ、他の二つのインジェクタホールはピストン燃焼室に向かうように設計した。燃料を十分に空気と混合するために、点火室付近の気流を考え、圧縮行程の 80°CA BTDC に点火室濃度コントロール噴射を行った。このとき点火室に入った燃料が空気と混合し可燃混合気を形成する。また主燃焼室の燃料は希薄混合気を形成する。

アイドリング実験により、以下の三つの結果が得られた。第一の結果では、本エンジンは全体的な空燃比が 48:1 以下の場合安定にして運転できる。第二の結果は、最低安定運転速度は 400r/min であった。第三の結果は、図 A-3 が示しているように、適切な点火タイミングで後処理を行わず HC と CO の排ガス量が減少できることを示した。これらの結果から、点火と燃焼の安定性、希薄性能、排気性能など面について、点火室付きガソリン筒内直噴燃焼システムはさらに詳細に研究する価値があると言える。

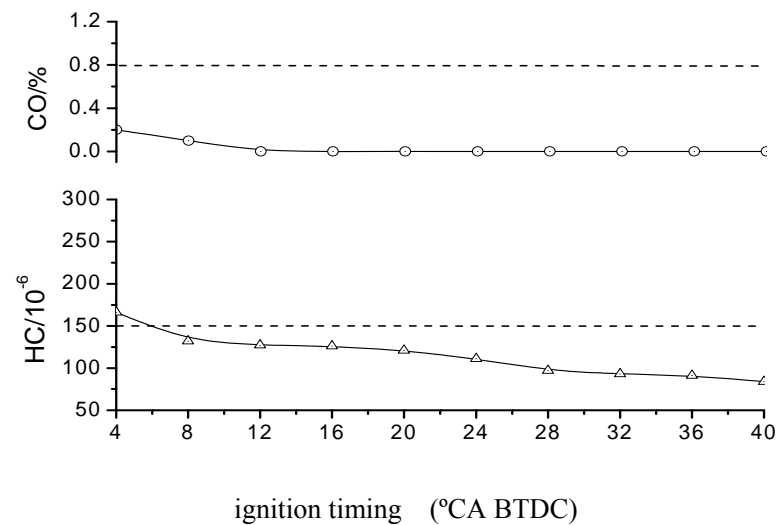


Fig. A-3 CO and HC emissions

燃焼実験によると、点火室は点火と燃焼の安定性、排気性等性能の向上に対し有益であった。また点火室付きガソリン筒内直噴燃焼システムは希薄燃焼範囲を拡大する能力を持っていると考えらる。以上の実験結果は様々な型の点火室の中で、性能が最も良いのであり、希薄燃焼を推進して、きわめてCOとHCの排ガス量が少なかった。しかしながら、今回使用した実験用システムは負荷等により点火室内の混合気濃度を精密に調整することができなかつたため本研究で点火室内の混合気濃度を調整することができる燃焼システムを提案し、本システムの実現性を議論するためのシミュレーションを行った。

付録 B

数値シミュレーション

B-1 基本方程式

流れの基本方程式として、連続方程式、運動量方程式およびエネルギー方程式を考える。

連続方程式は

$$\frac{\partial \rho}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j}{\partial x_j} = 0 \quad j = 1, 2, 3 \quad (\text{B-1})$$

である。運動量方程式は

$$\frac{\partial \rho u_i}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_i u_j}{\partial x_j} = -\frac{\partial p}{\partial x_i} + \frac{\partial \tau_{ij}}{\partial x_j} \quad (\text{B-2})$$

$$\tau_{ij} = 2\mu D_{ij} - \frac{2}{3}\mu S_{kk}\delta_{ij}, \quad D_{ij} = \frac{1}{2}\left(\frac{\partial u_i}{\partial x_j} + \frac{\partial u_j}{\partial x_i}\right), \quad S_{kk} = \nabla \cdot \mathbf{V}, \quad \delta_{ij} = \begin{cases} 1 & i = j \\ 0 & i \neq j \end{cases}$$

である。エネルギー方程式は

$$\frac{\partial \rho h}{\partial t} + \frac{\partial \rho u_j h}{\partial x_j} = \rho q_g + \frac{\partial p}{\partial t} + \frac{\partial}{\partial x_j}(\tau_{ij} u_j) + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(\lambda \frac{\partial T}{\partial x_j} \right) \quad (\text{B-3})$$

である。 h はエンタルピー、 $h = C_p T$ である。 q_g は熱量流束、 λ は伝熱係数である。方程式を完結するために、 ρ 、 p 、 T に関する方程式 (B-4) を追加する必要となる。

$$\rho = f(p, T) \quad (\text{B-4})$$

理想気体の場合、式 (B-4) は

$$p = \rho R T \quad (\text{B-5})$$

となる。 R はモル気体定数である

B-2 レイノルズ平均

レイノルズ平均は、乱流場において変動を含む流れ u_i を平均化する方法である。 \bar{u}_i は瞬間速度 u_i の時間平均値、 u'_i は u_i の乱れとした場合、以下の関係がある。

$$u_i = \bar{u}_i + u'_i, \quad \overline{u'_i} = 0, \quad \overline{u'_i \bar{u}_j} = 0, \quad \bar{\bar{u}_i} = \bar{u}_i \quad (\text{B-6})$$

式 (B-6) は平均則という。

B-3 レイノルズ平均方程式

運動量方程式のレイノルズ平均方程式は

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left(-\overline{u'_i u'_j} + 2\nu \bar{D}_{ij} \right) \quad (\text{B-7})$$

である。運動量方程式の左の第二項にレイノルズ平均をする時、非線形項は

$$\overline{\frac{\partial u_i u_j}{\partial x_j}} = \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} + \frac{\partial \overline{u'_i u'_j}}{\partial x_j} \quad (\text{B-8})$$

となる。

$-\rho \overline{u'_i u'_j}$ はレイノルズ応力と呼ばれている。レイノルズ応力項が出るため、連立方程式は不完結になる。連立方程式を解くために、レイノルズ応力項に対する処理を行う必要となる。

B-4 渦粘性モデル

乱流渦によって発生する応力を分子粘性応力との類推から与える考え方がある。分子粘性応力は粘性係数と速度勾配の積で与えられる。乱流応力も渦による拡散係数と平均速度勾配の積であるとすれば

$$\overline{\rho u'_i u'_j} = \frac{2}{3} \delta_{ij} \rho k - 2\mu_T \bar{D}_{ij} \quad (\text{B-9})$$

と表される。

式 (B-9) は渦粘性モデルと呼ばれる。渦動粘性係数 ν_T ($=\mu_T/\rho$) を利用し、渦粘性を整理すると、

$$\overline{u'_i u'_j} = \frac{2}{3} \delta_{ij} k - 2\nu_T \bar{D}_{ij} \quad (\text{B-10})$$

と与えられる。式 (B-10) を用いれば、運動量のレイノルズ方程式は

$$\frac{\partial \bar{u}_i}{\partial t} + \frac{\partial \bar{u}_i \bar{u}_j}{\partial x_j} = -\frac{1}{\rho} \frac{\partial \bar{p}}{\partial x_i} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ 2(\nu + \nu_T) \bar{D}_{ij} \right\} \quad (\text{B-11})$$

で表される。圧力項には $\bar{P} = \bar{p} + \frac{2}{3} \rho k$ とレイノルズ応力の等方成分が加わったことになる。

渦粘性モデルにより、独立な 6 成分をもつ未知の応力テンソルが ν_T という一つのスカラーに集約する。渦動粘性係数 ν_T はそれに関連深い乱流諸量の輸送方程式を基本方程式と連立して解くことによって決められる。

B-5 k - ε 乱流モデル

分子粘性係数から渦動粘性係数は

$$v_T = C'_\mu u_t l_t \quad (\text{B-12})$$

と仮定する。 u_t は乱流速度スケール、 l_t は乱流長さスケールである。 k - ε 乱流モデルに k は乱流エネルギー、 ε は乱流エネルギー散逸率である。式 (B-12) の中で $k^{\frac{1}{2}}$ を u_t とし、 $\frac{k^{\frac{3}{2}}}{\varepsilon}$ を l_t とする。その結果、式 (B-12) は

$$v_T = C_\mu \frac{k^2}{\varepsilon} \quad (\text{B-13})$$

となる。 k と ε を

$$\frac{\partial k}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial k}{\partial x_j} = P_k - \varepsilon + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{v_T}{\sigma_k} + \nu \right) \frac{\partial k}{\partial x_j} \right\} \quad (\text{B-14})$$

$$\frac{\partial \varepsilon}{\partial t} + \bar{u}_j \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} = (C_{\varepsilon 1} P_k - C_{\varepsilon 2} \varepsilon) \frac{\varepsilon}{k} + \frac{\partial}{\partial x_j} \left\{ \left(\frac{v_T}{\sigma_\varepsilon} + \nu \right) \frac{\partial \varepsilon}{\partial x_j} \right\} \quad (\text{B-15})$$

の両式の解から与える。ここで $P_k = 2\nu_T \bar{D}_{ij} \bar{D}_{ij}$ である。 k - ε 乱流モデルの定数群は次のとおりである。

$$C_\mu = 0.09 \quad \sigma_k = 1.0 \quad \sigma_\varepsilon = 1.3 \quad C_{\varepsilon 1} = 1.44 \quad C_{\varepsilon 2} = 1.92$$

B-6 壁法則

壁法則を用いれば壁近傍領域の計算を省略できる。壁からの距離を y 、壁に沿う速度を u としよう。壁面からの第 1 番目の格子点を壁からやや離れた位置にとる。そこから壁面の間では方程式を積分しない。その代わりに、 y_p では対数則

$$\bar{u}_p^+ = \frac{1}{\kappa} \ln y_p^+ + B \quad (\text{B-16})$$

が成立しているものとする。 $y^+ = y u_\tau / \nu$ 、 $u^+ = u / u_\tau$ は壁座標、 u_τ は摩擦速度である。通常、 $\kappa = 0.4$ 、 $B = 5.5$ が与えられている。

一般的な場合として流れに応じて壁面摩擦が決まるときには、次のような反復計算を必要とする。式 (B-16) はある時点での y_p における u_p をあたえて

$$F(u_\tau) = \frac{\bar{u}_p}{u_\tau} - \frac{1}{\kappa} \ln \frac{y_p u_\tau}{\nu} - B = 0 \quad (\text{B-17})$$

を満たす u_p を探索する問題となる。壁近傍で乱流のエネルギーの生成と散逸がつり合うと

いう局所平衡と、レイノルズ応力一定の領域であることを仮定すると、 y_p での k と ε が

$$k_p = \frac{u_\tau^2}{\sqrt{c}}, \quad \varepsilon_p = \frac{u_\tau^3}{\kappa y_p} \quad (\text{B-18})$$

によって与えられる。

B-7 k - ε 乱流モデルのまとめ

k - ε 乱流モデルは工学的、工業的な応用分野において広く使用されており、多くのモデルの基盤となるものである。利点としては

- 1、経験的に与えるパラメーターが少なく、定数群の推奨値が定着している。
- 2、壁法則により壁付近の格子点数を節約する方法が提案されており。実用計算向きである。
- 3、渦粘性が常に正の値で、数値計算の安定性が比較的良好である。

がある。使用にあたって問題となる主な欠点は、以下のような条件では流れ場をうまく再現できない点である。

- 1、渦粘性近似が成立しない場合
- 2、垂直応力成分の非等方性が顕著になる場合
- 3、局所平衡から逸脱した流れ
- 4、時間スケール k/ε 、長さスケール $k^{3/2}/\varepsilon$ が不適切な場合

B-8 蒸発モデル

噴霧のシミュレーションでは蒸発モデルを使用する。ここで噴霧液滴のエネルギー方程式は

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = L \frac{dm_d}{dt} + \dot{Q} \quad (\text{B-19})$$

である。 m_d は噴霧液滴の質量、 c_{pd} は噴霧液滴の比熱、 T_d は噴霧液滴の温度、 L は蒸発潜

熱、 \dot{Q} は対流熱量である。対流熱量 \dot{Q} は式 (B-20) に示すように液滴表面から供給される。

$$\dot{Q} = \alpha A_s (T_\infty - T_s) \quad (\text{B-20})$$

α は対流伝熱係数、 A_s は噴霧液滴の表面面積、 T_∞ は粒子の遠方の温度、 T_s は液滴の表面温度である。表面熱流束 \dot{q} と蒸気質量流束 \dot{f}_{vs} を導入することで質量流束は

$$\frac{dm_d}{dt} = \dot{Q} \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \quad (\text{B-21})$$

となる。液滴のエネルギー方程式は

$$m_d c_{pd} \frac{dT_d}{dt} = \dot{Q} \left(1 + L \frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} \right) \quad (\text{B-22})$$

として表現することができる。表面熱流束と蒸気質量流束の比率は

$$\frac{\dot{f}_{vs}}{\dot{q}_s} = \frac{-B_y}{h_\infty - h_s - (h_{vs} - h_{gs})(\mu_{v\infty} - \mu_{vs})} \quad (\text{B-23})$$

$$B_y = \frac{\mu_{v\infty} - \mu_{vs}}{1 - \mu_{vs}} \quad (\text{B-24})$$

μ_{vs} 、 $\mu_{v\infty}$ は蒸気層の内側と外側の燃料成分の質量分数である。 h_s 、 h_{vs} 、 $h_{v\infty}$ 、 h_{gs} 、 h_∞ は液滴表面、蒸気層内側、蒸気層外側、蒸気層外側の雰囲気、液滴から遠く離れたところのエンタルピーである。

対流熱流束 \dot{Q} は式 (B-25) により決定する。

$$\dot{Q} = d\pi Nu (T_\infty - T_s) \quad (\text{B-25})$$

d 、 Nu 、 T_∞ 、 T_s は液滴の直径、ヌッセルト数、雰囲気温度、液滴表面温度である。

$$Nu = 2 + 0.6 Re_d^{1/2} Pr^{1/3} \quad (\text{B-26})$$

Re_d はレイノルズ数であり、 $Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| d}{\mu_g}$ により決定する。 ρ_g は気体密度、 μ_g は粘度で

ある。

Pr はプラントル数であり、 $Pr = \frac{C_{pg} \cdot \mu_g}{\lambda}$ により決定する。 C_{pg} は気体定容比熱、 λ は伝熱

率である。

B-9 噴霧液滴の運動量方程式

運動量方程式は

$$m_d \frac{du_{id}}{dt} = F_{idr} + F_{ig} + F_{ip} + F_{ib} \quad (\text{B-27})$$

である。 F_{idr} は抗力

$$F_{idr} = D_p \cdot u_{irel} \quad (\text{B-28})$$

である。 D_p は抗力関数、

$$D_p = \frac{1}{2} \rho_g A_d C_D |u_{rel}| \quad (\text{B-29})$$

である。 C_D は抗力係数、レイノルズ数の関数、 A_d は液滴の断面積である。 C_D を式 (B-30) に決定する。

$$C_D = \begin{cases} \frac{24}{Re_d} (1 + 0.15 Re_d^{0.687}) & Re_d < 10^3 \\ 0.44 & Re_d \geq 10^3 \end{cases} \quad (\text{B-30})$$

Re_d はレイノルズ数であり、 $Re_d = \frac{\rho_g |u_{rel}| d}{\mu_g}$ により決定する。 ρ_g は気体密度、 d は噴霧液

滴の直径、 μ_g は気体の粘度である。

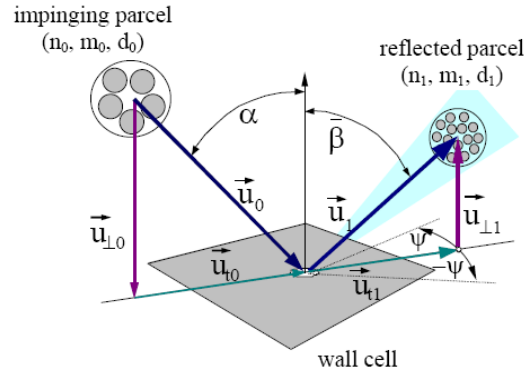
F_{ig} は重力と浮力、 F_{ip} は圧力、 F_{ib} は他の外部力である。

すべての成分の大きさを比較すると、抗力 F_{idr} が噴霧の運動に関して一番大きな力となる。以上を整理して式 (B-31) に示す液滴の加速度は得る。

$$\frac{du_{id}}{dt} = \frac{3}{4} C_D \frac{\rho_g}{\rho_d} \frac{1}{D_d} |u_{ig} - u_{id}| (u_{ig} - u_{id}) \quad (\text{B-31})$$

B-10 噴霧と壁の相互作用モデル

本研究では Naber と Reitz が提案した噴霧分裂モデルを使用した。このモデルでは噴霧液滴の下に蒸気クッションが形成されており、噴霧液滴が壁面と衝突した後リバウンドとスライドの二つの状態を考える。リバウンドとスライドの切替えは臨界ウェーバー数を用い、 $We_c = 80$ と設定した。噴霧液滴と壁面の衝突過程を図 B-1 に示す。



B-1 Wall Interaction of Droplets

低ウェーバー数領域の速度 ($We < We_c$) :

$We < We_c$ の時はリバウンドを考える。噴霧液滴が壁面へ衝突した後、液滴の接線方向の速度は変わらず、法線速度の方向は逆になる。法線速度の大きさはウェーバー数の関数により決定する。リバウンドの噴霧液滴のウェーバー数は式 (B-32) により決定する。

$$We_{\perp,out} = C_1 \cdot We_{\perp,in} \cdot e^{-C_2 We_{\perp,in}} \quad (B-32)$$

$We_{\perp,in}$ は衝突前のウェーバー数、 $We_{\perp,out}$ は衝突後のウェーバー数である。 C_1 、 C_2 は定数であり、 $C_1 = 0.687$ 、 $C_2 = 0.04415$ と設定した。

高ウェーバー数領域の速度 ($We \geq We_c$) :

この領域では反射速度の大きさは変わらず、方向は変化する。具体的には、反射角 ($\bar{\beta}$) と接線方向 (ψ) が変化する。 $\bar{\beta}$ の変化範囲は $0 < \bar{\beta} < 5^\circ$ 、 ψ の変化範囲は $-180^\circ < \psi < 180^\circ$ である。 ψ は式 (B-33) に示す確率分布関数により決定する。

$$\psi = -\frac{\pi}{\kappa} \ln \left[1 - p(1 - e^{-\kappa}) \right] \quad (B-33)$$

乱数 p の範囲は 0 と 1 の間である。 κ は式 (B-34) により決定する。

$$\sin \alpha = \left(\frac{e^\kappa + 1}{e^\kappa - 1} \right) \frac{1}{1 + \left(\frac{\pi}{\kappa} \right)^2} \quad (B-34)$$

α は入射角である。

衝突後の噴霧液滴の粒径

衝突後の噴霧液滴の粒径は式 (B-35) により決定する。

$$\begin{aligned} d_1 &= d_0 & We < 50 \\ d_1 &= d_0 \cdot f(We_{\perp,in}) & 50 \leq We \leq 300 \\ d_1 &= 0.2 \cdot d_0 & 300 < We \end{aligned} \quad (B-35)$$

d_1 は衝突後の粒径、 d_0 は衝突前の粒径である。

B-11 メッシュの作成と離散化の説明

本研究のシミュレーションで使用した計算格子は、Fire の前処理部分により作成した。計算格子の基本形状を CAD ソフトで作成し、STL ファイルを導出して、FIRE の前処理ツールにより 3D の体積メッシュを作成する。筒内混合気形成のシミュレーションでは、計算の精度を向上するために、非構造格子を用い吸気弁近傍などで細かな計算格子を設定した。例えば、最大の格子のスケールは 2mm、最小の格子のスケール（吸気弁の所）は 0.125mm とした。インジェクタ内流れのシミュレーションでは、構造格子を用い、小さなスケールの格子の所はシール部分である。有限体積法を離散方法として使用し、シミュレーションを行った。